国家“十二五”重点图书 船舶与海洋出版工程

著者 白 勇

主审 金伟良

海洋工程设计手册
—海洋结构工程分册





上海交通大學出版社
SHANGHAI JIAO TONG UNIVERSITY PRESS

巍巍交大 百年书香
www.jiaodapress.com.cn
bookinfo@sjtu.edu.cn



策划编辑 周长江
李广良
责任编辑 刘 免
封面设计 蒋水霞

本书由结构设计原理、极限强度、疲劳和断裂、结构可靠性、风险评估、固定平台和FPSO共六篇五十章组成。有限元分析和动态/疲劳分析的广泛使用、计算机和信息技术的迅猛发展以及风险和可靠性方法的应用是本书写作的基础。

本书适用于主要从事结构设计的海洋结构工程师、船舶设计师、机械工程师和土木工程师。随着基于可靠性的极限状态设计在结构工程领域得到日益广泛的应用，本书亦可为其他领域的结构工程师提供参考，例如建筑、桥梁和航天器领域。

上架建议：船舶设计 海洋工程


扫描二维码
关注上海交通大学出版社
官方微信


扫描二维码
关注中国海洋工程网
"微书店"

ISBN 978-7-313-14282-5

定价: 640.00元

国家“十二五”重点图书

船舶与海洋出版工程

海洋工程设计手册
—海洋结构工程分册

著者 白 勇

主审 金伟良

上海交通大学出版社

内容提要

本书由结构设计原理、极限强度、疲劳和断裂、结构可靠性、风险评估、固定平台和 FPSO 共六篇五十章组成。有限元分析和动态 / 疲劳分析的广泛使用、计算机和信息技术的迅猛发展以及风险和可靠性方法的应用是本书写作的基础。

本书适用于主要从事结构设计的海洋结构工程师、船舶设计师、机械工程师和土木工程师。随着基于可靠性的极限状态设计在结构工程领域得到日益广泛的应用，本书亦可为其他领域的结构工程师提供参考，例如建筑、桥梁和航天器领域。

图书在版编目（CIP）数据

海洋工程设计手册 . 海洋结构工程分册 / 白勇著；
金毅，管新潮，周长江译 .——上海：上海交通大学出版社，2015
ISBN 978-7-313-14282-5

Ⅰ. ①海… Ⅱ. ①白… ②金… ③管… ④周… Ⅲ.
①海洋工程—工程结构—技术手册 Ⅳ. ① P75-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2015）第 317985 号

海洋工程设计手册—海洋结构工程分册

著　　者：白　勇
出版发行：上海交通大学出版社　　地　　址：上海市番禺路 951 号
邮政编码：200030　　电　　话：021-64071208
出 版 人：韩建民
印　　制：山东临沂新华印刷物流集团有限责任公司　　经　　销：全国新华书店
开　　本：710mm × 1000mm　1/16　　印　　张：64.5
字　　数：969 千字　　插　　页：16
版　　次：2016 年 9 月第 1 版　　印　　次：2016 年 9 月第 1 次印刷
书　　号：ISBN 978-7-313-14282-5/P
定　　价：640.00 元

《海洋工程设计手册—海洋结构工程分册》
出版审校委员会

前　言

本书适用于从事结构设计的海洋结构工程师、船舶设计师、机械工程师和土木工程师。有限元分析和动态 / 疲劳分析的广泛使用、计算机和信息技术的迅猛发展以及风险和可靠性方法的应用是本书写作的基础。作为斯塔凡格大学离岸结构专业的教授，我将本书用于我讲授的理学硕士和博士课程 TE6076“离岸结构”和 TE6541“离岸结构的风险和可靠性分析”。针对油气业工程师的 IBC/Clarion 行业培训课程“浮式生产系统的设计和建造”也使用了本书。

随着基于可靠性的极限状态设计在结构工程领域得到日益广泛的应用，本书也可为其他领域的结构工程师提供参考，如建筑、桥梁和航天器领域。

在此要感谢曾经给予我指导和鼓励的人，他们是：美国船级社（ABS）执行副总裁 Donald Liu 博士、挪威科技大学（NTNU）的 Torgeir Moan 教授、加州大学伯克利分校的 Robert Bea 教授和 Alaa Mansour 教授、丹麦技术大学的 Preben Terndrup Pedersen 教授、大阪大学的 T. Yao 教授以及广岛大学的 M. Fujikubo 教授。在整理本书所用的资料时，上述杰出科学家和工程师的友谊和技术指导起到了至关重要的作用。

在担任 JP Kenny 挪威分公司（现属于 ABB 公司）先进工程部经理和美国船级社离岸技术部经理期间，我有幸结识了石油公司、设计 / 咨询公司、船级社及承包公司的许多行业领导人。通过 ISSC、IBC、SNAME、OMAE、ISOPE、OTC 等学术会议及行业（(ISO/API/Deepstar）委员会，我获汲到了行业应用和研究的最新进展信息。

与 Ruxin Song 博士和 Tao Xu 博士的长期合作使我在结构可靠性和疲劳领域的研究获益良多。本书涉及极限响应、管状构件屈曲、浮式生产储卸装置船体梁强度和可靠性的内容是根据我发表在 SNAME、OMAE、ISOPE 等期刊上的论文撰写，论文的合著者为 Preben Terndrup Pedersen 教授、T. Yao 教授、Yung Shin 博士、

C.T. Zhao 博士和 H.H. Sun 博士。

Qiang Bai 博士和博士研究生 Gang Dong 协助整理了书稿。

本书在 Rameswar Bhattacharyya 教授、Elsevier 高级出版编辑 James Sullivan 和 Nick Pinfield、ABS 高级副总裁 Ames Card 的不断鼓励下得以完成。

感谢我的妻子 Hua Peng、孩子 Lihua 和 Carl，为我在不同文化和工作环境中写作本书的五年多时间里营造了良好的氛围。

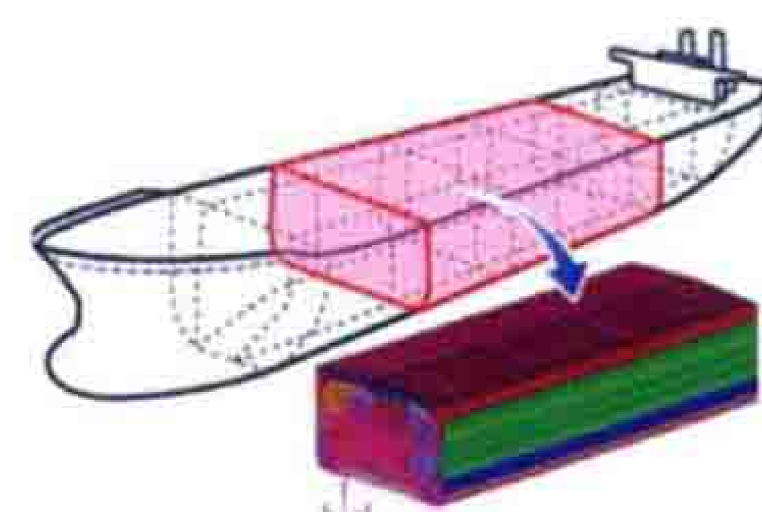
感谢上述所有组织和个人，以及许多未提及的朋友和作者，谢谢你们的支持和鼓励！

白　勇

美国休斯敦

2016 年 8 月 12 日

- 日本船级社发布基于 HyperMesh 的 Prime Ship Hull (HCSR)，新一代船体结构强度快速评估和优化；
- 支持 Tribon、FORAN 等多种格式，快速准确进行船体建模


在 HyperMesh 中快速建立精细化船体结构模型

船舶
建模


振动、冲击设计仿真

振动、冲击
等设计

- 完整的结构强度和振动求解器，实现船体结构及其设备进行全面的强度、刚度、屈曲分析，干湿模态和 DDAM 等动力学分析

碰撞、晃荡
等高级分析

- 显式非线性求解器，支持 SPH、ALE 等流固耦合算法；
- 支持船舶入水砰击、船船碰撞、船桥碰撞、水下爆炸、晃荡等分析


CDTS 船的结构设计和晃荡

优化


ABstructures 使用 HyperWorks 进行船舱壁的多级复材优化

- 优化设计方法包括拓扑、形貌、自由尺寸、尺寸、形状、自由形状等；
- 针对复合材料设计以自由尺寸优化、尺寸优化和铺层层叠次序优化为基础的完整设计理念和流程

Altair 是行业领先的工程设计技术的开发者之一，也是具有全球深厚工程技术底蕴的优秀 CAE 工程公司，在 CAE 建模、可视化、流程自动化、多学科计算和结构优化等领域站在技术前沿，为全球客户提供先进的产品工程方案。





北海海洋技术保障中心

国家海洋局北海海洋技术保障中心（简称北海技术中心），成立于2010年11月，是为适应海洋事业快速发展的需要组建的全新机构，是北海分局直属的公益性事业单位。中心以振兴海洋事业为使命，以高新技术为依托，以为海洋调查、海域与海岛管理、环境保护、海监执法等提供技术保障为宗旨，是国家在北海区实施海洋行政管理、海监执法、海洋科学考察、科技兴海的技术支撑单位。

中心自成立以来,立足于海洋高新技术的集成和应用，立足于海洋监视监控监测网络系统的建设、运行和管理维护，特别在海底探查与海洋高新技术装备应用开发方面具有显著优势。



物理海洋学科调查



蛟龙号深潜环境保障



水下机器人探测

主要从事以下方面工作：

（一）深远海调查，包括采用各种浮标、潜标、水下观测网等手段对海洋温盐深、浪潮流等环境要素的观测。

（二）海底探测，包括采用传统的多波束、侧扫声呐、浅地层剖面仪、重力仪、磁力仪等对海底环境的调查和搜寻；采用水下机器人、合成孔径声呐等新型装备对海底的扫测。

（三）大洋深潜船载调查装备一体化布局和运行保障。

（四）海域海岛的监视监控，包括采用无人机手段对海域海岛的日常管理和检查。

（五）海洋高新技术装备的选型论证，技术指标的海试验收。

（六）各种海洋高新技术在海洋开发管理、海上执法和海洋工程中的应用。





岛无人机执法检查

地址：山东省青岛市市北区抚顺路22号

电话：0532-58761227

邮箱：bhjsz_gxjss@bhfj.gov.cn



华电重工股份有限公司

海上风电业务介绍

海上风电业务是华电重工股份有限公司重点发展的战略新兴业务。公司拥有北京、上海、天津以及郑州四个技术中心，在海上风电业务方面具有较强的技术力量和研发团队，通过与海上风电领域国际著名的Ramboll、DNV等公司合作，公司已在水下基础设计、施工技术等方面形成较强的技术优势。

公司拥有唐山曹妃甸、天津、郑州及武汉四个加工制造基地，钢结构及大型装备的加工制造能力突出，其中，曹妃甸基地厂房6万余平米，拥有800余米岸线、3万吨级重载码头及2000吨装船滑道，具备较好的海上风电大型基础钢结构件及海上升压站的制造、风机组件储运、装配、装船出运条件。公司于2014年购置了华电1001号自升式海上作业平台，该平台为海上风电施工的核心关键装备，具有施工安装精度高、质量好，作业效率高，安全可靠等突出优势，已完成中广核如东海上风电项目试桩作业及东海大桥海上风电增能升级改造项目，并签订了台湾彰化离岸福海海上风电场施工合同。

公司愿与各方携手合作，共创海上风电的美好明天！

NCSIC 电动葫芦试验台

100T电动葫芦试验台

中心积极开拓委托检验业务。形成了大型起重机安全评估、结构件应力应变测试、在用吊索具检测试验、电机性能测试、制动器性能测试、材料理化、无损检测等稳定业务，除了起重机械整机和部件制造厂之外，一些国内外大型企业用户如通用电气、卡特彼勒、阿特拉斯、沙洲钢厂、罗马重工等企业成为老客户，成功中标并完成黄河万家寨水电站两台350t桥机安全评估检测；赢得周边一些船舶及船舶配套企业、外贸公司、军方等客户。



制动器试验场景



为美国福特公司提供检测



承办中国起重机械节能论坛

地址：无锡市惠山经济开发区堰新路330号（214174）
邮箱：ncsic@ncsic.org　　传真：0510-83252910

热线电话：0510-83252918

太重（天津）滨海重型机械有限公司
TZ (TIANJIN) BINHAI HEAVY MACHINERY CO., LTD.

三大优势




01

太重滨海公司的发展紧紧依托太重集团的雄厚实力，作为太重集团的五大制造基地之一，我公司技术实力雄厚，自主创新能力突出，制造水平先进。



02

海工配套设备方面，公司依托集团雄厚的技术、装备、制造实力，逐步实现自主研发和制造。



03

公司拥有1000米码头岸线；最大起吊能力为1500t的重件码头已投入使用；建有30000t,15000t,3000t三条出运滑道及其它设施，满足海工生产研制要求。

太原重工实际控股人为太重集团，其前身为太原重型机器厂，始建于1950年，是新中国自行设计建造的重型机械制造企业。公司为实现转型发展于2008年成立了太重（天津）滨海重型机械有限公司（以下简称“太重滨海公司”），进军海洋装备领域。

太重滨海公司是太原重工股份有限公司的全资子公司，位于天津滨海新区临港经济区，占地1500亩（100万平方米），拥有1000米码头岸线，码头泊位水底标高-13.5米。在保持传统产品（锻压设备、煤化工、港口机械）优势的基础上，公司围绕海洋工程装备领域，建有分段制造、加工装配、管舾装、电气配套、一喷二涂、一个起吊能力1500吨的一万吨级重件出运泊位、4个5万吨级的舾装泊位、出运滑道（30000吨、15000吨和3000吨）、船台合拢等设施，满足海洋工程装备的生产研制要求。公司主要产品有自升式钻井平台、半潜式钻井平台、自升式修井平台、钻井船、生活支持平台、水下机器人、海上多功能起吊安装平台（船）、液压打桩锤、海工起重机等。

太重滨海公司的发展紧紧依托太重集团的雄厚实力，实现跨越和转型，形成具有自身特色的海工装备产品，公司将为太重实施“蓝海”战略做出应有的贡献，并为国家实施“海洋强国”战略奉献自己的力量。

太重（天津）滨海重型机械有限公司
TZ (TIANJIN) BINHAI HEAVY MACHINERY CO.,LTD.

地址：天津市滨海新区临港经济区渤海五十路69号 邮编：300452
电话：0086-22-62666780
传真：0086-22-65666707
邮箱：tzbh_modu@163.com
网址：www.tyhi.com.cn

Add：#69,Bohai 50 Road,Linggang Economic Zone,
Binhai New Area,Tianjin,P.R.C P.C.:300452
Tel：0086-22-65666780
Fax：0086-22-65666707
E-mail：tzbh_modu@163.com
Website：www.tyhi.com.cn

资质荣誉





施工安装

欧佩亚拥有丰富的RTP管道海上安装技术理论和具备海上安装经验的项目经理，代理多家海内外铺管船10余艘，具备海上安装的技术和硬件实力，业务范围包括：海上铺管、拖拉登陆与修筑围堰工程、沼泽铺管、中点接头对接、热膨胀弯与立管安装、电缆铺设、预挖沟与后挖沟、陆上管道安装等。


水下生产系统


海工吊机


半潜式钻井平台


成品油船


单点系泊系统

资产完整性管理

欧佩亚拥有自主研发的基于RBI与FFS分析的完整性管理软件：SPR—IM，能提供海底管道全生命周期的完整性管理服务。

检测和维修

欧佩亚能提供海底和陆地管道腐蚀泄漏检测技术与服务，帮助查找泄漏源，以便在不对管道及结构进行破坏及不影响周边环境的条件下对管道进行修复更换。

海洋管道测试


300吨拉伸压缩试验机


扭转试验机


25吨电子万能试验机


弯曲疲劳试验机

目　录

第1篇　结构设计原理
Structural Design Principles

第1章 引　言

第11章 离岸结构分析

第12章 北极海洋技术的发展

第2篇 极限强度
Ultimate Strength

第3篇 疲劳和断裂
Fatigue and Fracture

第4篇 结构可靠性
Structural Reliability

第31章 结构可靠性基础

第6篇 固定平台和FPSO
Fixed Platforms and FPSO

第1篇　结构设计原理
Structural Design Principles

第1章　引　言

Introduction

1.1 结构设计原理
Structural Design Principles

1.1.1 引言
Introduction

本书主要论述海洋结构设计和分析的现代理论，海洋结构包括了船舶结构和离岸结构。本书对设计规范、工程实践和研究成果的最新进展进行了总结，重点是有限元分析及风险 / 可靠性方法的应用。

海洋结构设计的第一步是波浪载荷和载荷组合的计算。就结构设计和分析而言，结构工程师需要了解波浪、运动及设计载荷的基本概念。动态系统的极值分析属于另一个研究领域，该领域在过去的几十年里取得了极大进展。对浮动结构、立管、系泊系统及张力腿平台筋腱进行运动和强度分析并确定其设计值也是非常重要的。

确定功能要求和载荷后，即可根据船级规范和设计规范中的公式和图表确定初始船材的尺寸。构件的基本尺寸需在处于静水压、弯曲载荷和集中载荷作用下的梁、板和壳体进行应力分析的基础上予以确定。海洋结构设计已经发展为三个层次：

层次 1：基于规范进行设计；

层次 2：基于分析进行设计；

层次 3：基于性能标准进行设计。

直至 20 世纪 70 年代，结构设计规范仍然采用基于规范进行设计的方法，使用基于经验的表格和公式。根据这些基于公式的规范可直接计算出水动力载荷并进行有限元应力分析。目前有限元法（FEM）已经得到了充分发展并应用于船舶和离岸结构设计。基于有限元法得到的结构分析结果可以帮助设计师对结构设计进行优化。基于分析进行设计的方法目前已经应用于整个设计过程。

有限元分析在海洋结构的强度和疲劳分析中的应用非常广泛。在结构设计过

程中，结构的尺寸得到优化，结构分析可重复进行直至达到强度和疲劳要求。迅速发展的计算机和信息技术有力地支持了有限元法的应用。信息技术已广泛用于结构分析、数据采集、处理和解读，以及船舶和离岸结构的设计、作业和维修。计算机和信息技术的发展使复杂结构分析及结果处理成为可能。目前已开发出多种计算机工具用以辅助基于有限元法的设计，如用于确定船材尺寸的 CAD（计算机辅助设计）、用于结构设计和分析的 CAE（计算机辅助工程）及用于建造的 CAM（计算机辅助制造）。

还可以基于性能要求进行结构设计，如针对偶然性载荷的设计，此类设计的风险管理尤为重要。

1.1.2　极限状态设计 Limit-State Design

进行极限状态设计时，需针对所有极限状态验证结构设计，确保安全裕度（介于最大载荷和结构的最小抗力之间）足够大并且能够承受疲劳损伤。

基于第一性原理，极限状态设计标准涵盖各种失效模式，例如：

- 适用极限状态；
- 最大极限状态（包括屈曲 / 破坏和断裂）；
- 疲劳极限状态；
- 偶然极限状态（逐步破坏极限状态）。

每一种失效模式均可通过一系列设计标准予以控制。极限状态设计标准是根据极限强度和疲劳分析以及所用的风险 / 可靠性方法而制定的。

设计标准一般通过工作应力设计（WSD）（或许用应力设计 ASD）予以表达，在这种情况下只使用一个安全系数来定义许用极限。但近年来载荷抗力系数设计（LRFD）的应用日益广泛，该设计使用了许多能反映不确定性和安全要求的载荷系数和抗力系数。

载荷抗力系数设计的通用安全格式可表达为

$$S_d \leqslant R_d \tag{1.1}$$

式中：

$S_d = \sum S_k \cdot \gamma_f$，设计载荷效应；

$R_d = \sum R_k / \gamma_m$，设计抗力（承载力）；

S_k 为特征载荷效应；

R_k 为特征抗力；

γ_f 为载荷系数，反映载荷的不确定性；

γ_m 为材料系数 = 抗力系数的倒数。

图 1.1 说明了载荷系数和抗力系数的使用，简便起见只使用了一个载荷系数和一个材料系数。为了说明强度参数的不确定性，设计抗力 R_d 定义为特征抗力 R_k 除以材料系数 γ_m。特征载荷效应 S_k 亦需按比例乘以载荷系数 γ_f。

在设计规范中定义了载荷系数 γ_f 和材料系数 γ_m 的值，并且能够根据工作应力设计标准及设计规范的固有安全水平进行修正。可使用结构可靠性方法进行修正，此类方法能将载荷抗力系数设计标准与工作应力设计标准的可靠性水平联系起来，确保可靠性水平高于或等于目标可靠性。载荷抗力系数设计法的一个优点是简便（与直接使用结构可靠性方法相比），但仍然能够基于结构可靠性方法说明载荷和结构承载力的不确定性。载荷抗力系数设计也称为分项安全系数设计。

虽然使用结构可靠性方法能够对分项安全系数进行修正，但失效后果也可以通过选择目标可靠性水平予以说明。当失效后果较严重时，安全系数也应该较高。使用载荷抗力系数设计标准可为整个结构或根据相同规范设计的一组结构提供统一的安全水平。

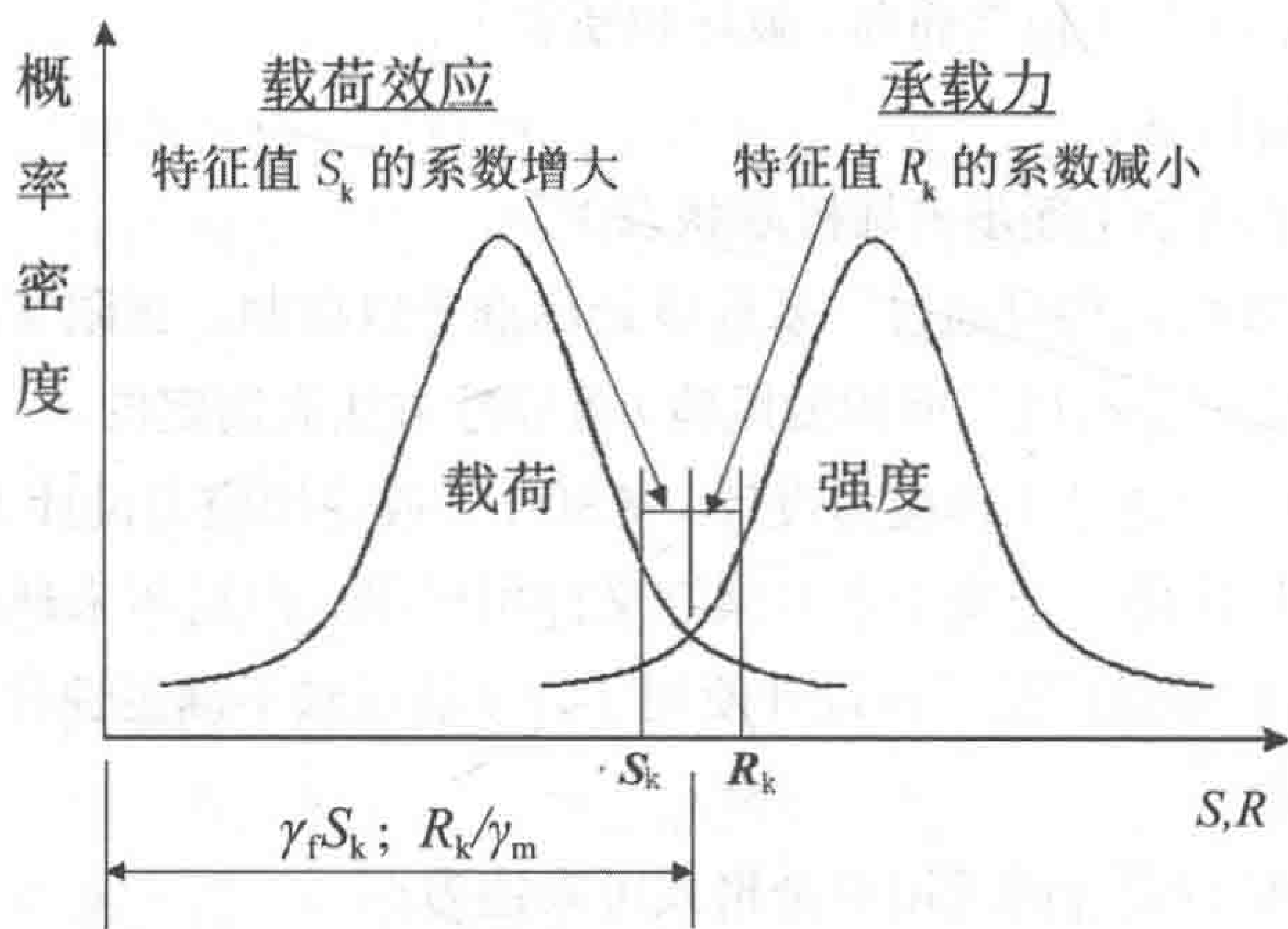


图 1.1　强度设计中使用载荷系数和抗力系数

1.2　强度和疲劳分析
Strength and Fatigue Analysis

海洋结构设计中需考虑的主要因素包括：

静水和波浪载荷及其可能的组合；

构件和系统的极限强度；

关键构件的疲劳 / 断裂。

水动力学、屈曲 / 破坏以及疲劳 / 断裂的知识对理解结构工程是一个关键。

1.2.1　极限强度标准
Ultimate Strength Criteria

设计规范通常包含了各种基本构件的极限强度标准，包括：

柱和梁 – 柱；

板和加筋板；

壳体和加筋壳体；

结构节点；

船体梁。

图 1.2 为受压状态下固定柱的欧拉屈曲强度图。在轴向压缩和初始挠曲的共同作用下，当轴向压缩达到其临界值时柱体可能会发生屈曲。

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \tag{1.2}$$

式中：

l 和 E 分别为柱体长度和截面抗弯刚度。由于发生屈曲，横向挠曲 δ 将会迅速增加。

屈服通常发生在构件的最大承载处。随着屈服部位的扩展，构件的抗弯刚度降低并导致发生屈曲。对不属于非加强薄壁壳体的构件，当发生非弹性屈曲时会达到极限强度。

船舶和离岸结构的构件设计主要是根据相关的船级规范以及 API 和 ISO 规范。船级规范适用于远洋船、海上移动式钻井平台（MODU）以及浮式结构物。但就离岸结构设计而言，使用更多的是 API 和 ISO 规范。

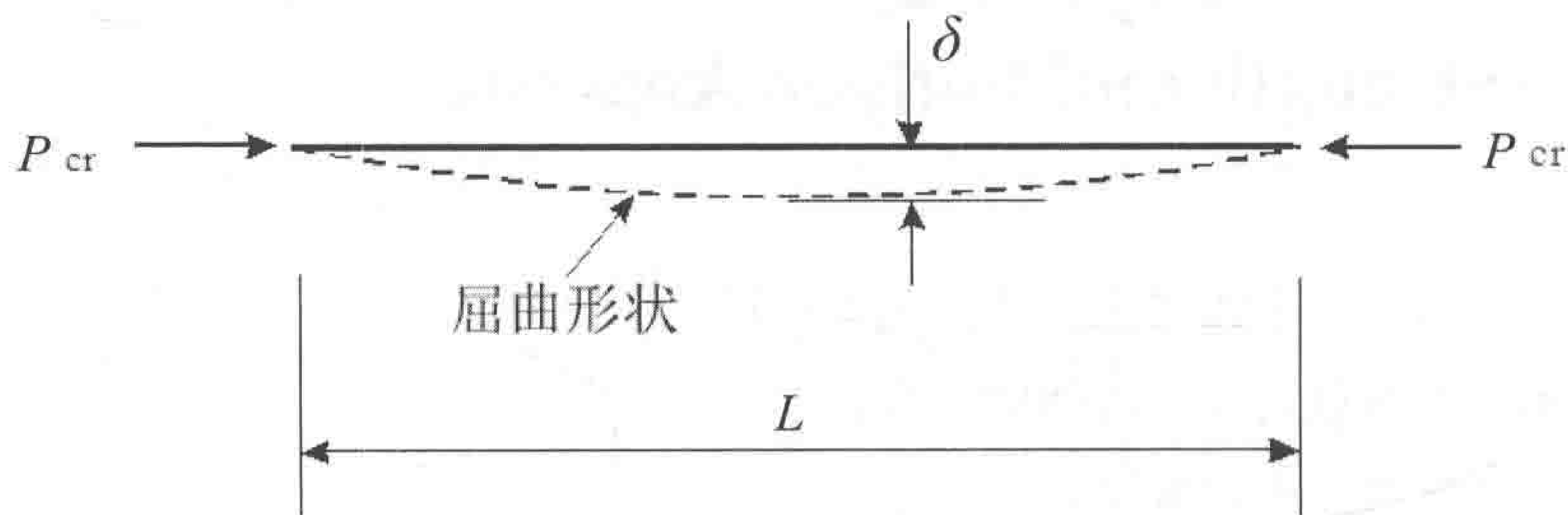


图 1.2　固定柱的屈曲

需要指出的是最终断裂也是极限强度分析的一部分。对最终断裂进行评估主要是基于英国标准 PD6493（或 BS7910）和美国石油协会规范 API 579 中的断裂力学标准。实际上屈曲强度分析和断裂强度分析是类似的，二者的比较可见下表：

表 1.1　屈曲强度分析和断裂强度分析的比较

	屈曲强度	断裂强度
载荷	压缩力 / 剪力	拉伸载荷
缺陷	焊接等导致的几何应力和残余应力	制造和疲劳载荷导致的缺陷
线性方法	弹性屈曲	线性断裂力学
设计标准	理论方程和试验结果的曲线拟合	理论方程和试验结果的曲线拟合

总之，可以通过以下方法得到用于制定规范的强度标准：

基于塑性、弹性及弹性稳定理论推导出解析方程；

对构件强度进行非线性有限元分析；

收集力学试验结果；

将解析方程与有限元分析和力学试验的结果进行比较；

根据有限元结果修正解析方程；

通过与数值和力学试验进行比较完善并确定公式；

针对设计项目进一步修正推导出的强度方程。

根据以上论述，显然理论知识和实际设计经验对于顺利制定极限强度标准是非常重要的。

力学试验和有限元分析可以替代规定或规范中的标准并用于确定构件的极限强度。对于简单构件，有限元分析的预测结果以及规范标准通常与力学试验的结

果比较接近。因而力学试验目前主要用于经验和知识积累都比较少的领域。

对将来极限强度分析研究至关重要的领域包括：

推导出组合载荷的强度方程；

利用风险评估和结构可靠性分析对分项安全系数进行修正；

标准化有限元模型和模型基准；

基于试验制订程序，用于确定有限元分析和强度设计的分项安全系数。

1.2.2　偶然载荷设计 Design for Accidental Loads

船舶和离岸结构设计中应考虑到偶然载荷，如：

船舶碰撞及海上坠落物体冲击；

船舶搁浅；

火灾 / 爆炸；

异常波浪。

偶然载荷指意外载荷，可导致灾难，引发负面经济、环境和物资后果以及人命损失。极限载荷与偶然载荷的区别在于可以通过结构设计影响极限载荷的幅度和频率并将其控制在较小程度，而主动控制可能会同时影响偶然载荷的频率和幅度。

偶然载荷设计包括根据风险确定载荷设计、采用钢塑性解析公式和 / 或非线性有限元法预测结构响应以及选择基于风险的接受准则。钢 – 塑性解析公式在偶然载荷设计中得到广泛应用，因为大塑性变形通常是事故中吸收能量的主要机制。近年来，非线性有限元分析已应用于意外情况下的结构特性仿真及根据性能标准进行结构设计。利用有限元分析可以处理复杂的意外情况并更好地预测结构响应。

1.2.3　疲劳设计 Design for Fatigue

疲劳损伤和缺陷可能会危及海洋结构的完整性。随着修理成本和生产损失的增加，这种情况就显得更为严重。由于需要使用高强度材料、优化结构尺寸以及环境条件恶劣，疲劳设计是一个应该重视的问题。近年来，用于预测疲劳加载、循环应力、疲劳 / 断裂承载力及损伤容限标准的分析技术发展非常迅速。可采用 *S-N*

曲线法或断裂力学方法对疲劳承载力进行评估。S-N 曲线由应力可控疲劳试验确定，通常可表达为

$$N=K\cdot S^{m} \quad (1.3)$$

式中：

N 为失效前循环次数；

S 为应力范围；

m, K 为材料常数，取决于环境、试验条件等。

S-N 曲线法主要应用于疲劳强度设计，两个关键步骤是：确定热点应力和选择合适的 S-N 曲线。双线性 S-N 曲线如图 1.3 所示，为双对数标度，X 轴和 Y 轴分别为失效前循环次数和应力范围。曲线斜率由 m 变化至 r，循环次数为 N_R（钢为 5×10^6）。

不同分析师或不同分析方法所预测的热点应力存在差异，因而制定规则 / 规范时确定优化程序并标准化分析程序是非常重要的。近年来，S-N 曲线的标准化研究发展迅速。国际焊接学会（IIW）已经发布了用于选择 S-N 曲线及确定热点应力的新版指导文件。国际焊接学会规范根据与循环次数为 2×10^6 对应的参考应力范围 $\Delta\sigma_R$ 来确定 S–N 曲线。

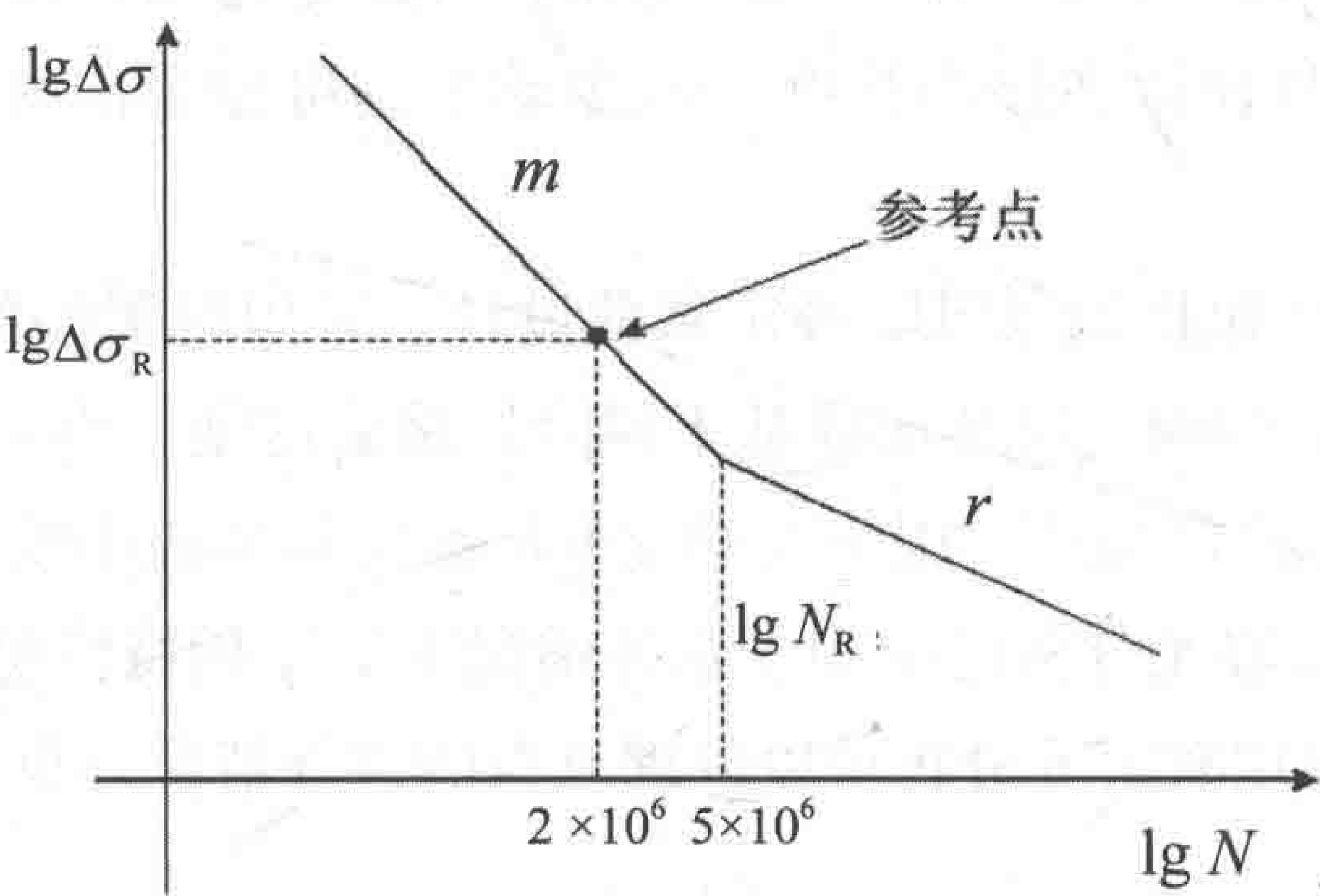


图 1.3　用于疲劳评估的 S–N 曲线

随着有限元分析的应用日益广泛，基于热点应力的设计方法也将更为流行。疲劳不确定性由几个因素所致，例如：

环境条件的选择，例如海况及其组合；

热点处疲劳应力的外推；

设计规范的选择，例如 S–N 曲线和应力计算；

波浪导致的疲劳损伤与涡致振动及安装产生的疲劳损伤的组合情况；

安全系数和检查 / 修理方法的选择。

结构节点在其生命周期内的累积疲劳损伤通常采用 Miners 规则予以评估，该规则将各应力范围区所致的损伤累加起来。

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \leqslant D_{\text{allow}} \tag{1.4}$$

式中，n_i和N_i分别为应力区 i 的应力循环次数和第 i 个恒辐应力范围区的失效前循环次数，D_{allow} 为设计规范中定义的许用极限。

可假定应力范围符合 Weibull 分布并进行简化疲劳分析。船级规范已将此类分析广泛应用于船舶结构的疲劳评估。根据船舶的运行疲劳数据及更完善的疲劳分析可对应力分布的 Weibull 参数进行修正。Weibull 参数值是船舶长度和分析位置的函数，可从船级规范中得到。此外，离岸设计规范 API RP2A 在假定波高符合 Weibull 分布的基础上也提出了一种简化疲劳分析。

根据波浪散布图，有 3 种方法可预测累积疲劳损伤，即：

频域法（如基于 Rayleigh 模型或双模型的谱疲劳分析）；

时域法（考虑到土 – 结构物相互作用导致的非线性和接触 / 摩擦）；

频域时域混合法（如使用频域疲劳分析得到的应力范围谱和雨流计数法对单独海况所致的疲劳损伤进行累计）。

作为 *S-N* 曲线法的替代方法，目前断裂力学已被用于评估破裂结构节点的剩余强度及制定焊接节点的检查方案。在双对数标度上，裂纹增长速率与 ΔK 呈近似线性关系，这通常可由 Paris 公式予以表达：

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}N} = C(\Delta K)^m \tag{1.5}$$

式中：

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} \tag{1.6}$$

$K_{\max}$ 和 $K_{\min}$ 为一次循环加载过程中应力上限和下限处应力强度系数的最大值和最小值。从海洋结构和其他钢结构的材料设计规范中能够得到材料特性值 C 和 m。应力强度系数则可以从简化结构、缺陷几何外形及载荷手册中获取。

1.3 结构可靠性应用 Structural Reliability Applications

1.3.1 结构可靠性概念 Structural Reliability Concepts

构件可靠性与失效概率相关，失效概率可通过单极限状态函数进行建模。因为所有海洋结构均由构件组成，所以这是结构可靠性分析的基础。

结构可靠性概念如图 1.4 所示，图中载荷和强度均作为随机变量进行建模。当载荷超过强度时发生失效。将载荷和强度概率密度函数分别表示为 $F_S(x)$ 和 $F_R(x)$，则失效概率可表达为

$$P_f = P(S \geqslant R) = \int_0^{\infty} F_S(x) F_R(x) \mathrm{d}x \tag{1.7}$$

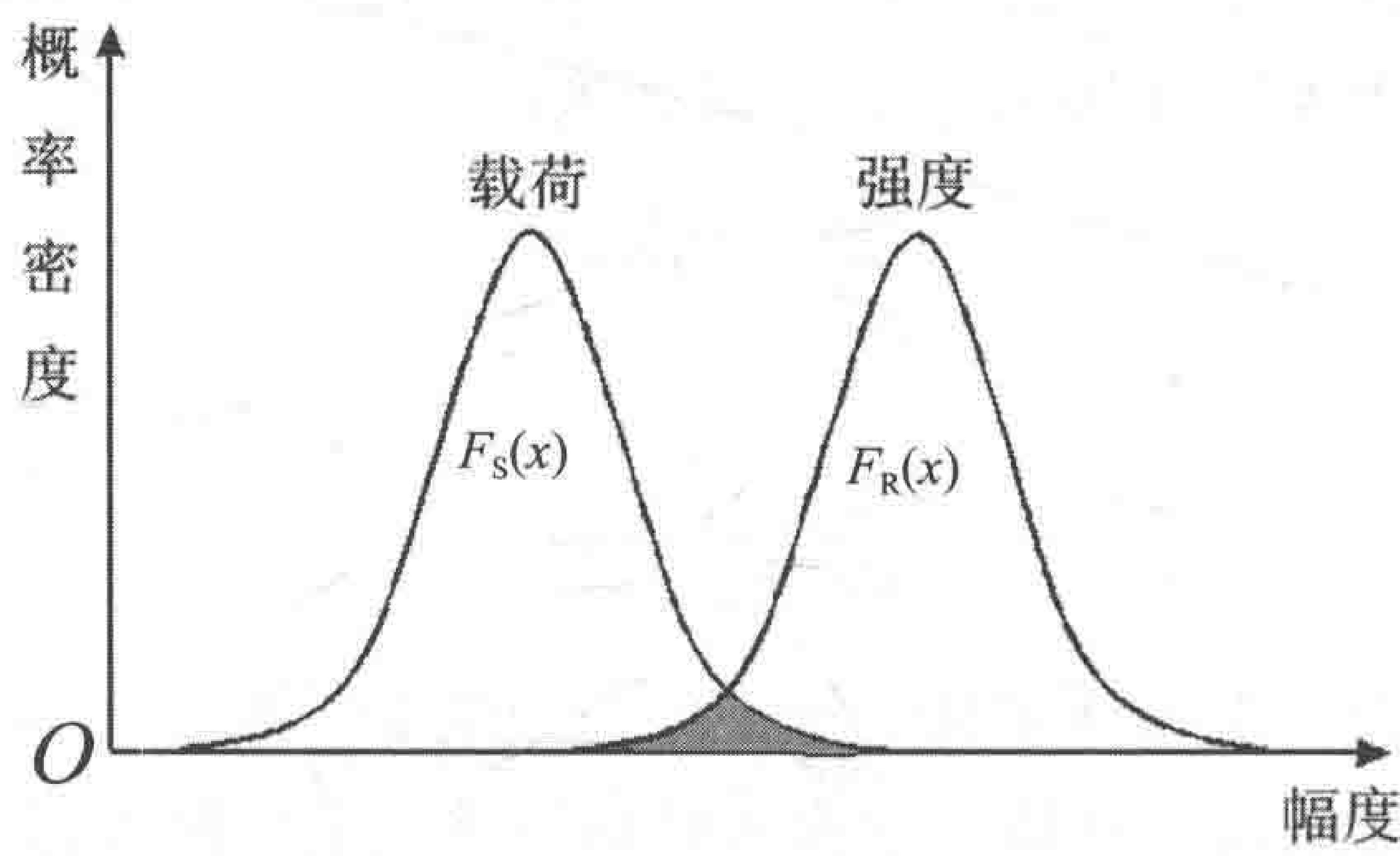


图 1.4 结构可靠性概念

系统可靠性涉及对失效概率进行评估，必须虑及多个极限状态函数。有两种基本系统：串行系统和并行系统。任何部件失效均可导致系统处于失效状态的系统称为串行系统，此类系统常常被称为最弱链接系统。串行系统的典型例子是海洋管道和立管。而并行系统只有当所有部件均失效时才会失效。

结构可靠性分析可用于确定载荷组合、制定设计标准以及安排运行中检查。

海洋结构的生命周期成本包括：

●初始投资，与钢材重量和制造工艺相关；

●维修成本；

●损伤或失效产生的损失——风险导致的支出。

结构系统的性能退化或失效可导致运行减少 / 停止和结构损失 / 损伤。结构物的所有者和建造者都希望初始成本低、运营利润尽可能高以及运营期可以延长。基于概率经济学的生命周期成本模型是改善设计分析、检查和维修的有用工具。

图 1.5 进一步说明了总成本为初始投资、维修成本及结构损伤 / 失效所致损失之和。如果总成本高于法定要求，可在成本优化的基础上对目标可靠性水平进行估算。

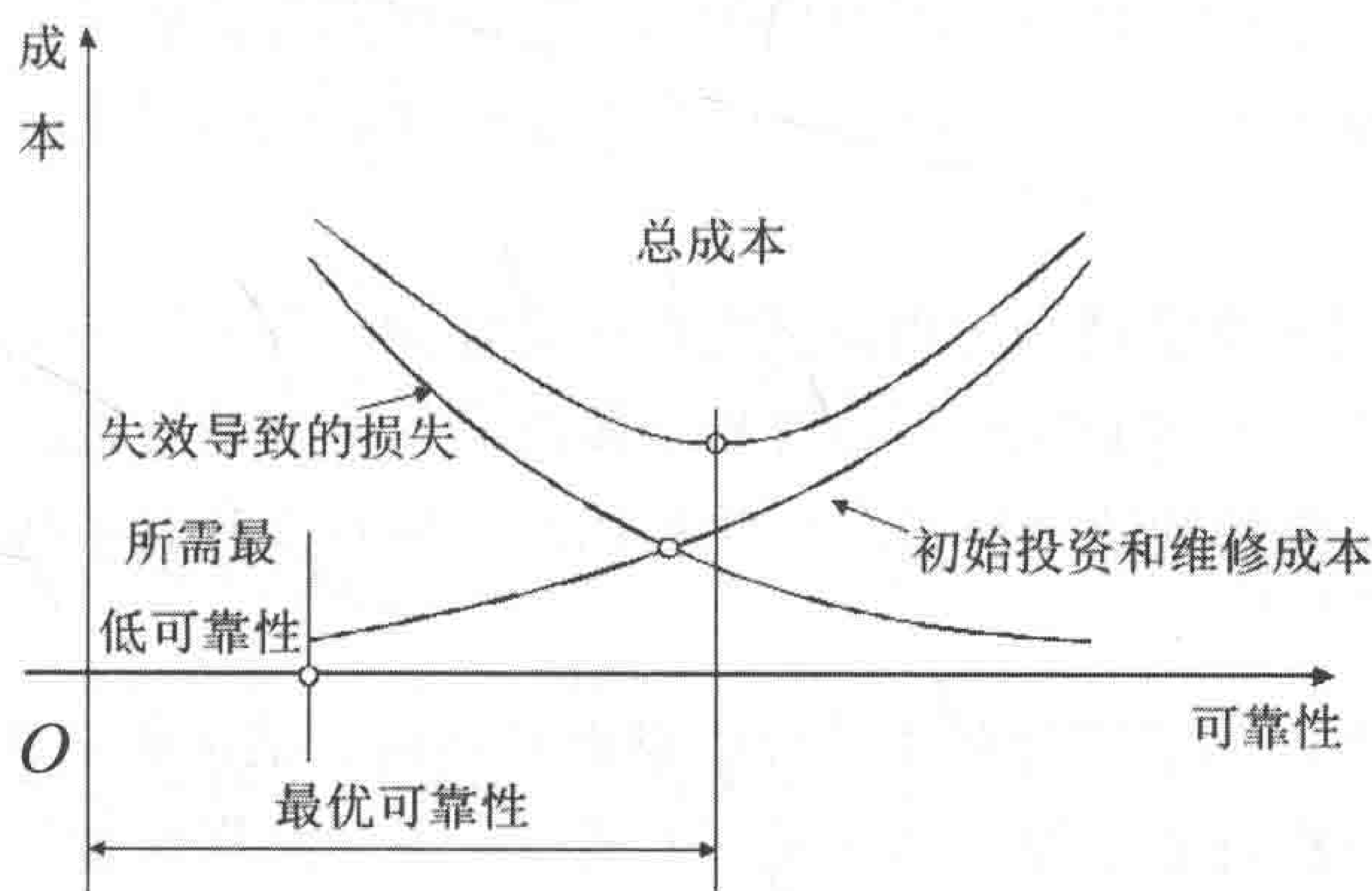


图 1.5 目标可靠性和最小化生命周期成本

1.3.2 基于可靠性修正设计系数 Reliability-Based Calibration of Design Factor

结构可靠性的一个应用是为结构设计修正安全系数。修正过程有助于达到一致性安全水平。所确定的安全系数可使各种条件下的修正失效概率尽可能接近目标安全水平。进行基于可靠性的规范修正时应采取以下步骤：

步骤 1：针对特定设计工况确定潜在的失效模式；

步骤 2：定义设计公式；

步骤 3：生成极限状态函数；

步骤 4：测算与极限状态函数随机变量相关的不确定性；

步骤 5：估算失效概率；

步骤 6：确定目标安全水平；

步骤 7：修正安全系数；

步骤 8：评估设计结果。

可采用风险 / 可靠性方法对设计标准中的载荷和抗力系数（或安全系数）进行修正。

1.3.3 现有结构的再认证 Re-qualification of Existing Structures

对处于使用状态的结构物，现有船舶和离岸结构的再认证是一个重要问题。当环境设计条件发生变化以及腐蚀、疲劳和可能的冲击载荷导致结构性能退化时需进行再认证。

腐蚀缺陷会明显降低结构的极限强度和疲劳强度。各种数学模型被开发出来用以预测腐蚀在结构（例如管道、立管和金属镀层）中的发展情况，业界也采用了各种方法来测量腐蚀缺陷的数量、位置和形状，所有这些对于强度和疲劳评估都是至关重要的。

在许多情况下，为了充分利用设计余量而对载荷、结构响应和风险 / 可靠性方法进行非线性分析是必要的。再认证可采用本书所述的强度和疲劳公式以及风险 / 可靠性方法。

1.4 风险评估 Risk Assessment

1.4.1 风险评估的应用 Application of Risk Assessment

健康、安全与环境保护（HSE）的风险评估和管理已经成为设计和施工作业

的重要组成部分。

离岸业采用风险评估可以追溯到 20 世纪 70 年代中期，当时实施了几个旨在改进分析方法并收集事故数据的开拓性项目。所用方法和数据在核能和化学行业已经使用了多年。

风险评估发展的下一阶段出现在 1981 年，当时挪威石油管理局发布了安全评估指南，这些指南要求在概念设计阶段对所有新的离岸设施进行定量风险评估（QRA）。另一个重要阶段是 1988 年 Piper Alpha 平台发生严重事故后，在英国由洛德 · 卡伦负责进行的官方调查。

1991 年，挪威石油管理局用风险分析规范替代了 1981 年发布的安全评估规范。英国于 1992 年完成了安全案例规范，英国离岸业随即将风险评估作为现有设施和新设施安全案例的组成部分。1997 年，国际海事组织采纳规范化安全评估作为航运业新安全规范的评估工具。

1.4.2 基于风险的检查（RBI）Risk-Based Inspection（RBI）

基于风险度量并在系统层面制订基于风险的检查过程涉及系统、子系统和部件的优先级以及制订检查策略（即检查次数、方法和范围 / 样品尺寸）。检查过程还包括对维护和修理进行决策。利用检查结果，基于风险的检查方法还可用于更新特定系统、子系统或构件 / 部件的检查策略。

基于风险的检查方法的重要特点包括：

在关注部件层面的检查之前，先在系统层面使用多学科、自上而下的方法；

所用的“活”过程具有柔性，力求完整性并且易于实施；

使用定性和定量风险度量；

使用高效分析方法，可为检查人员提供可靠熟悉的结果。

可基于针对疲劳 / 腐蚀的结构性能评估、断裂力学、腐蚀工程、结构可靠性和风险评估制订基于风险的检查方法。

1.4.3 人和组织因素 Human and Organization Factors

统计表明超过 80% 的失效起初都是由人和组织因素所导致的。结构、人以

及组织和管理系统的相互关系如图 1.6 所示。人的行为、组织文化以及健康、安全与环境保护的管理均会影响结构的安全性。

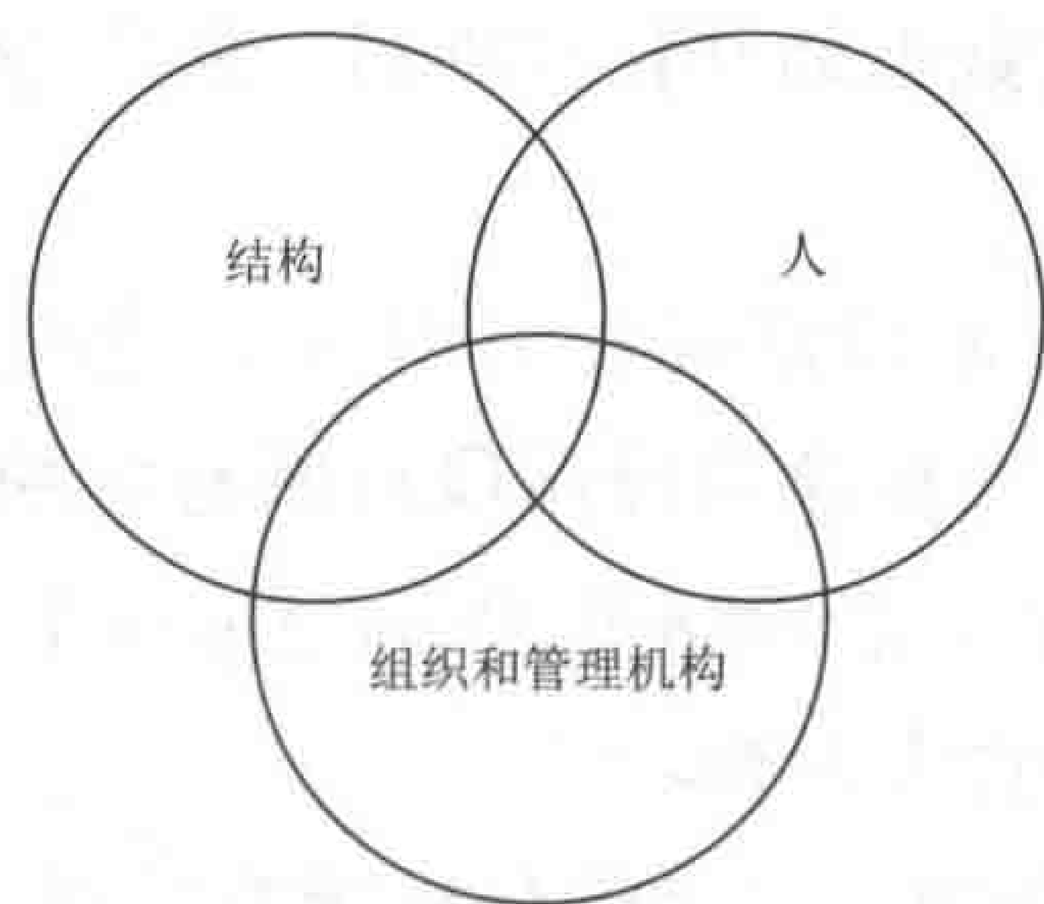


图 1.6　结构安全中的人 - 组织因素（HOF）

1.5　本书的编排 Layout of This Book

为了使海洋结构物的设计和使用具有成本效益和安全性，业界将普遍接受并采纳基于风险的极限状态设计以及结合了有限元结构分析的概率方法。本书旨在总结这些技术进展以促进先进结构设计。本书与其他书的区别在于将重点放在有限元法、动态响应、风险 / 可靠性和信息技术上。

基于有限元分析和风险 / 可靠性方法的结构设计过程如图 1.7 所示。

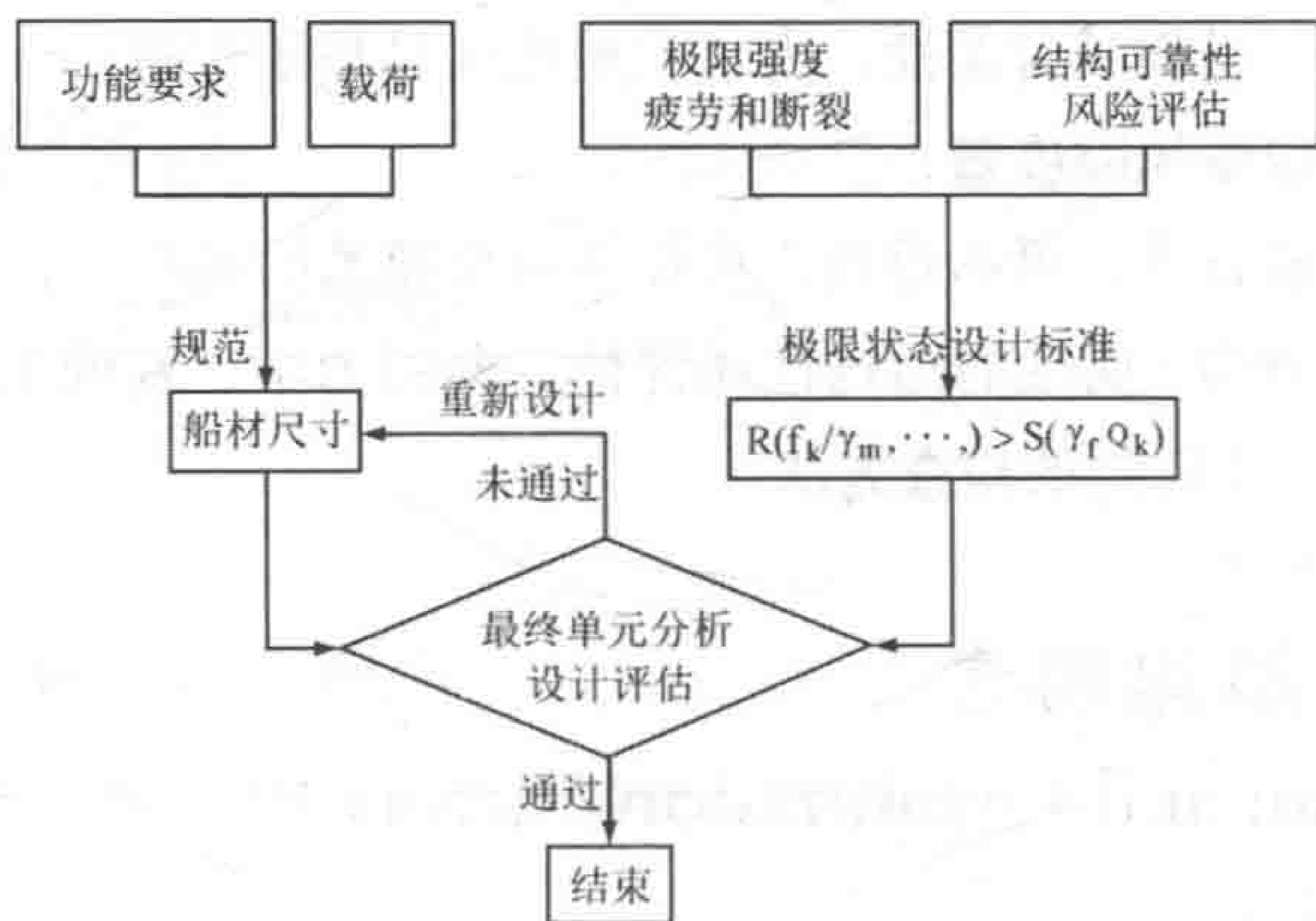


图 1.7　海洋结构设计的现代理论

海洋/离岸流体力学方面的知名图书有 *Bhattacharyya*（1978），*Sarpkaya and Isaacson*（1981），*Chakrabarti*（1987），*Faltinsen*（1990），*CMPT*（1998），*Jensen*（2001）以及海岸工程手册（CEM, 2003）等。但关于海洋/离岸结构设计、极限强度和疲劳评估及风险/可靠性分析的书却比较少。本书将较为全面地介绍结构设计/分析、极限强度和疲劳标准的现代理论以及风险和可靠性方法在业界的实际应用。

第1篇 结构设计原理（1~14章）：概述船舶和离岸结构设计的水动力载荷及船材尺寸，并介绍有限元技术在海洋结构设计中的应用。基于分析进行设计的方法也被称为直接设计方法。所介绍的实际设计应用涉及船舶、固定平台、浮式生产储卸装置、张力腿平台、SPAR及半潜式平台。

第2篇 极限强度（15~23章）：介绍屈曲、塑性理论及非线性有限元公式的应用。非线性有限元分析还可用于针对偶然载荷的结构设计，例如船舶碰撞、搁浅、火灾和爆炸等。

第3篇 疲劳和断裂（24~30章）：阐述疲劳机制、抗疲劳性、疲劳载荷和应力、简化疲劳分析、谱疲劳分析以及断裂评估，并为有限元分析师和结构工程师介绍了疲劳和断裂的基本原理。

第4篇 结构可靠性（31~37章）：介绍将可靠性理论应用于船舶和离岸结构的简化方法，目的是以简明的方式对复杂理论进行诠释。列出的分析软件和工具可为读者提供参考或更多信息。

第5篇 风险评估（38~44章）：概述了业界的最新进展以促进风险分析的实际应用并降低海洋结构及其机械构件的风险。利用风险分析和人因可靠性能够识别并降低经济、环境和人命风险。

第6篇 固定平台和FPSO（45~50章）：概述了固定平台的结构再评估，时变可靠性评估，导管架结构的再评估和FPSO的风险和可靠性运用、爆炸和火灾响应、分析以及资产完整性管理系统。

1.6 如何使用本书 How to Use This Book

作者最初撰写本书的目的是用于教授课程“海洋结构设计（MSD）”。但本

书所述内容适用于多门理学硕士或博士课程，例如：

船舶结构设计；

浮式生产系统设计；

海洋结构的极限强度；

疲劳和断裂；

海洋结构的风险和可靠性。

本书介绍钢结构的海洋和离岸应用。除包含钢结构设计（通常由土木工程方面的图书予以介绍）外，本书还涵盖流体力学、船舶碰撞及疲劳/断裂。与航天器结构设计方面的图书（如 Sarafin, 1995）相比，本书更为详细地介绍了有限元方法和风险/可靠性方法的应用。因而本书也适用于从事土木工程（钢结构和海岸工程）和航天器结构工作的工程师和研究人员。

欲了解更多基于风险/可靠性的极限状态设计的应用信息，可以参考另外一本书《管道和立管》（Bai, 2001）。书中介绍了浮式生产系统的设计和建造实践。

1.7 参考文献 References

[1] Bai, Y. (2001), Pipelines and Risers, Vol. 3 of the Elsevier Ocean Engineering Book Series, London, ISBN 0-08-043712-5.

[2] Bai, Y., Ayney, C., Huang, E., Maher, J., Parker, G., Song, R. and Wang, M. (2001), Design and Construction of Floating Production Systems, Course Notes for an Industry Training Course led by Yong Bai and Organised with Clarion Technical Conferences in Houston and IBC in London.

[3] Bhattacharyya, R (1978), Dynamics of Marine Vehicles, John Wiley & Sons, Inc.

[4] Chakrabarti, S.K., (1987), "Hydrodynamics of Offshore Structures", Computational Mechanics Publications.

[5] CMPT (1998), "Floating Structures: A Guide for Design and Analysis", Edited by N. Baltrop, Oilfield Publications, Inc.

[6] Faltinsen, O.M. (1990), “Sea Loads on Ships and Offshore Structures”, Cambridge Ocean Technology Series, Cambridge University Press.

[7] Jensen, J. J. (2001), “Load and Global Response of Ships”, Elsevier Ocean Engineering Series, Vol.4.

[8] Salmon, C.G. and Johnson, J.E. (1995), “Steel Structures, Design and Behavior”, 4th Edition, Harper Collins College Publishers.

[9] Sarafin, T.P. (1995), “Spacecraft Structures and Mechanism”, Space Technology Series, Micrcosm & Kluwer Academic Publishers.

[10] Sarpkaya, T and Isaacson, M (1981), “Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures”, van Nostrand Reinhold Co.

第 2 章　船用复合材料和结构

Marine Composite Materials and Structure

2.1 引言 Introduction

对于船舶业而言，复合材料是相对比较新的概念，仅在过去的50年里得到了应用。但近几十年，复合材料在船舶业的应用非常普遍，目前已被广泛认可。随着材料性能、建造方法和应用水平的提高，确保乘客安全的责任也在增加（Andrew 等，1998）。传统造船材料是木材、钢材和铝材，大型船舶主要由钢材建造，而船舶的上部结构和内部组件有时会部分采用复合材料制造。复合材料的使用范围从游艇、军舰一直到离岸平台上的直升机甲板，采用复合材料的主要原因之一是其抵御恶劣环境条件的能力很强（Hasson 等，1988）。复合材料的优点如表 2.1 所示。

表 2.1　复合材料的优点（Konstantinos，2002）

复合材料的特性	应用于船舶业的优点
防腐	组件寿命更长并减少维护
重量轻	有效载荷能力更强、增加深度、提高速度且更易操纵 / 安装
复杂形状整体无缝制造	更易制造复杂形状
近终形且表面平整	减少二次加工、材料浪费和所需涂料
可剪裁性	提高组件性能
没有磁性	降低信号特征和电化腐蚀
没有反射性	减少雷达截面
固有的阻尼特性	降低辐射噪声
没有雷达 / 声信号	提高雷达 / 声呐性能

（续表）

复合材料的特性	应用于船舶业的优点
导热性低	提高防火性能
原料来源多样	可用原材料丰富
设计具有连锁效应	提高组件性能

2.2　复合材料在船舶上的应用
The Application of Composites in Marine

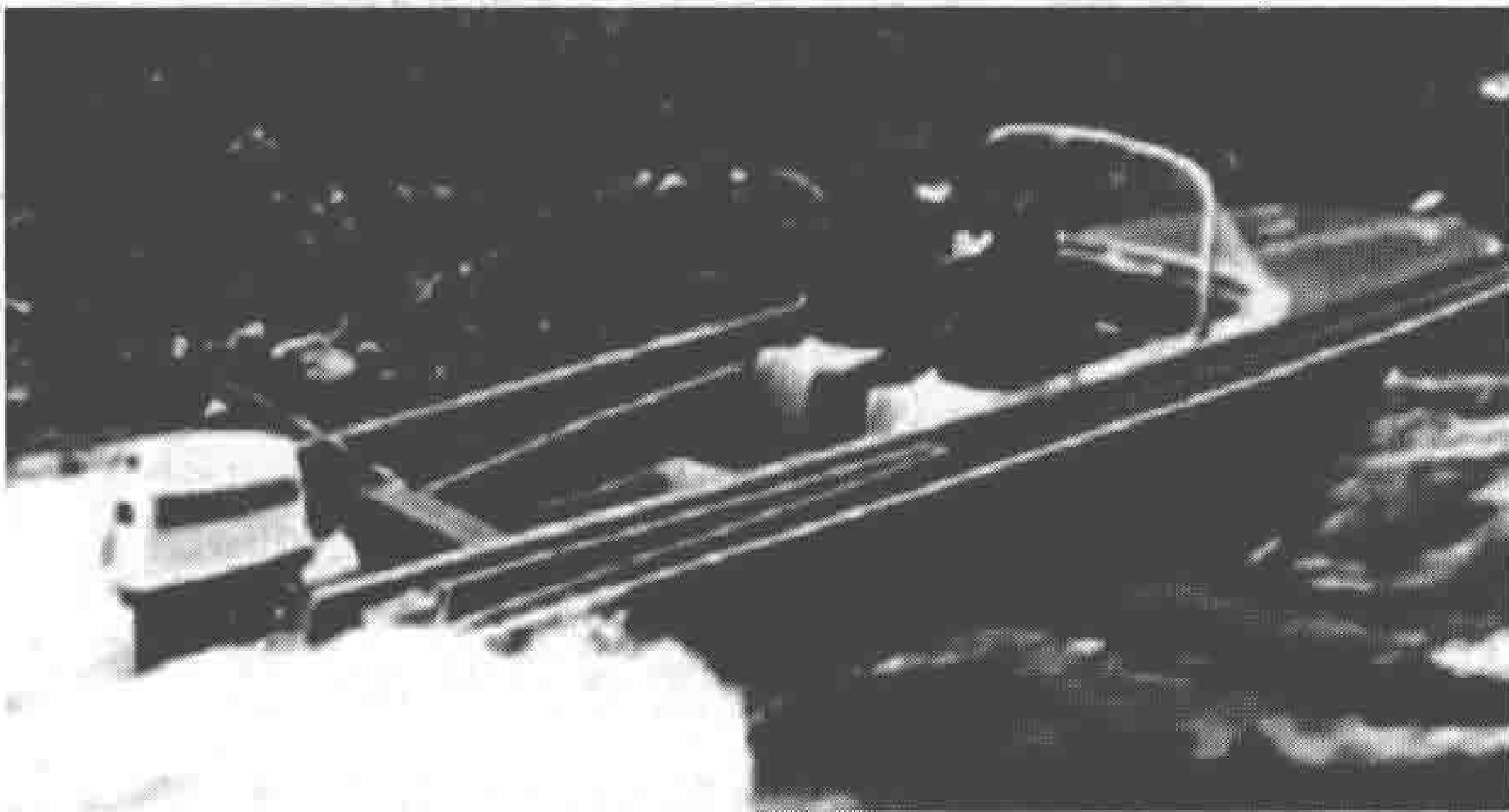


图 2.1　第一艘由复合材料制造的小艇

玻璃纤维增强塑料（GRP）是纤维增强塑料（FRP）的一种，20 世纪 40 年代被首先应用于海军交通艇，如图 2.1 所示。最早对商用 FRP 船感兴趣的是捕鱼业，20 世纪 60 年代末开始出现 FRP 拖网捕虾船。此后，在快艇、游艇、高性能艇（即赛艇）以及小型商用船（例如拖网渔船）上使用 FRP 材料得到了广泛认可。目前约 50% 的商业捕鱼船由 FRP 制造，FRP 在游艇业的应用也非常普遍。划艇、皮艇、帆船、汽艇和高性能艇可以基本上完全由复合材料制造（Andrew 等，1998）。复合材料的重要特点是具有轻质结构，因而对于现代先进船舶非常关键。

其他商业应用包括深海潜水器、助航设备（浮筒）以及海上工程应用（即海上钻井平台和桩基）。对于救生艇和工作艇而言，寿命和低维护性非常重要（尤其是救生艇，多年内都必须保持能够在恶劣天气下使用）。FRP 结构证明是非常有效和经济的，如图 2.2 所示。

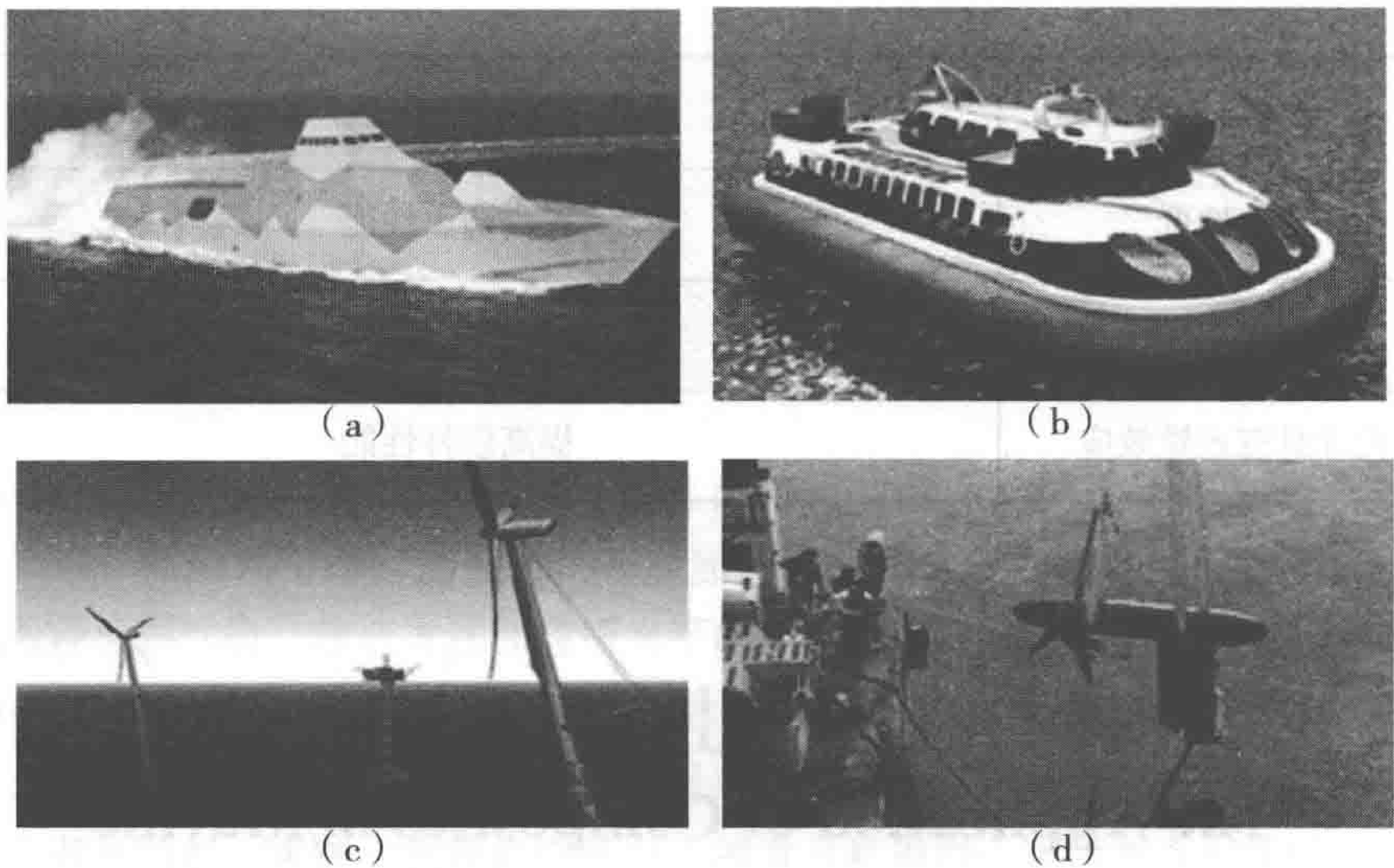


图 2.2　复合材料的不同商业用途

(a) 斯堪迪纳维亚高性能舰艇　(b) 大型复合材料船体
(c) 海上风能　(d) 海洋潮汐能

2.2.1　海洋环境
Ocean Environment

众所周知，海洋环境非常恶劣。近期研究估计，美国每年因腐蚀而造成的直接损失接近 3 000 亿美元。在开阔水域，浪高经常可以达到 7 米，极端天气下会高达 15 米。甚至有报道称巨浪可超过 30 米，如图 2.3 所示。

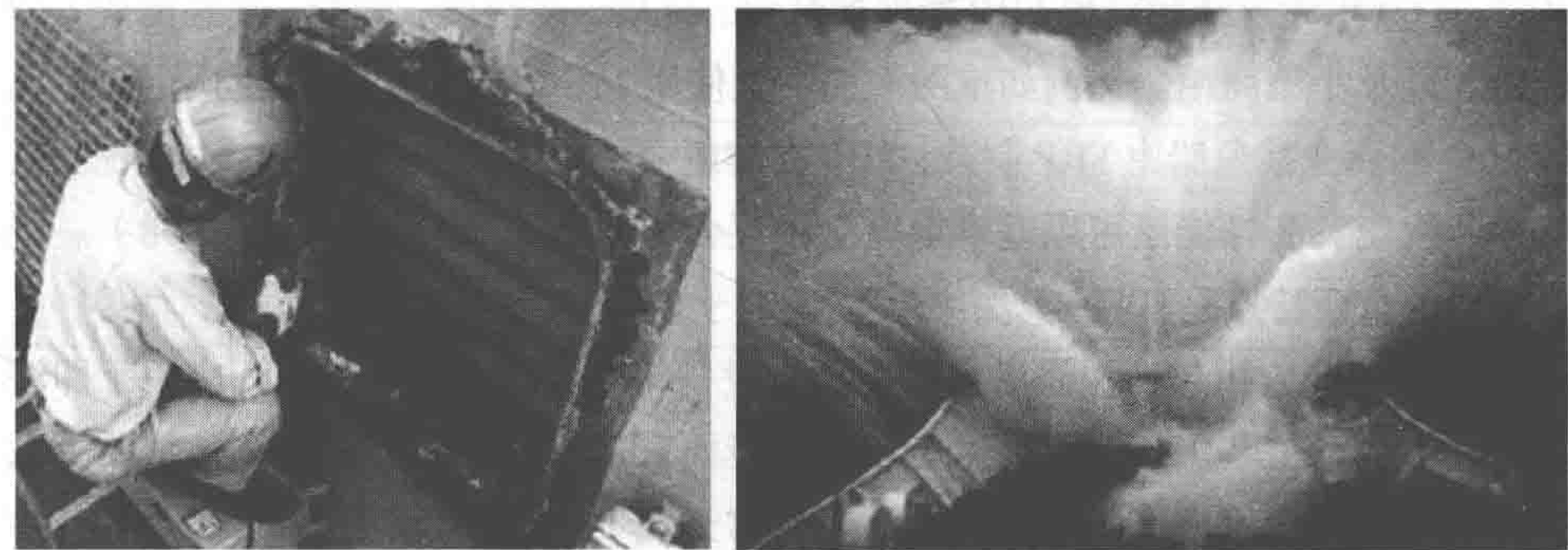


图 2.3　腐蚀和巨浪

复合材料在船舶业的应用非常广泛，从游艇、军舰一直到离岸平台上的直升机甲板。在这种极端环境下为什么能够使用复合材料？一个主要原因是其抵御恶劣环境条件的能力很强。FRP 复合材料能够使水面舰艇和快速渡轮减轻可观的重量，这可以从几个方面来考虑：

（1）上部结构。

（2）桅杆。

（3）次要船体结构（内甲板、舱壁和整流板）。

（4）主要船体结构。

现在 FRP 复合材料作为船舶结构材料已经得到了认可，其长期特性也已掌握。随着设计的发展，通过合理方法进行分析、测试和试验，可以得到耐久且具有成本效益的船舶结构。

2.2.2　造船业应用 Application in Shipbuilding Industry

世界各地对用于近岸作业的信号特征低、航程远或续航时间长的低成本小型船舶的需求在不断增长。虽然此类船舶的最佳尺寸尚未确定，但其代表性尺寸应该是 300 英尺长、排水量为 1 200 吨。

如图 2.4 所示，这艘 160 英尺长的复合材料游艇为典型的注射成型船体，由克里斯藤森公司制造。该公司计划在美国田纳西州专门设计的工厂里生产一款长 186 英尺，排水量超过 500 英吨的游艇。



图 2.4　复合材料游艇

1. 游艇业

采用复合材料制造小型游艇已有 50 多年历史，主要方法是手糊成型。

快速客船的生产数量在不断增加，其设计可以体现出基本安全因素。因为大型船舶的船体和大部分舱壁都必须耐火，所以无法使用聚合物复合材料。而小型船舶和渔船的耐火要求就没有那么严格。

2. 娱乐应用

游艇复合材料技术的发展可与飞机相媲美。由于经济和营运因素不同，复合材料在游艇业的应用要远远超过商用和军用造船业。

复合材料在游艇业的应用已经得到广泛认可，划艇、皮艇、帆船、汽艇和高性能艇可以基本上完全由复合材料制造。复合材料的重要特点是具有轻质结构，因而对于现代先进船舶（例如赛艇和帆船）非常关键。FRP 或其他复合材料结构的另一个优点是比木质结构或金属结构更易修理，就游艇而言这一点尤为重要。

3. 商业应用

由于国际竞争激烈，成本是商用造船业的主要考虑因素。复合材料的应用已经扩展到拖网渔船、救生艇、客渡船和大型船舶，例如货船和油船。为了满足研究和检查工作的要求，工业潜水器也采用了复合材料。

4. 军事应用

纤维增强塑料最主要的军事应用是建造扫雷艇（见图 2.5）。性能和尽量降低成本的要求使复合材料在军舰上的使用日益广泛。

海军和陆军已经在其舰艇上采用了多种复合材料（见图 2.6），包括小型船舶、潜水艇、巡逻艇和扫雷艇。复合材料制造的一些部件，从小型设备支架到螺旋桨，



图 2.5　扫雷艇

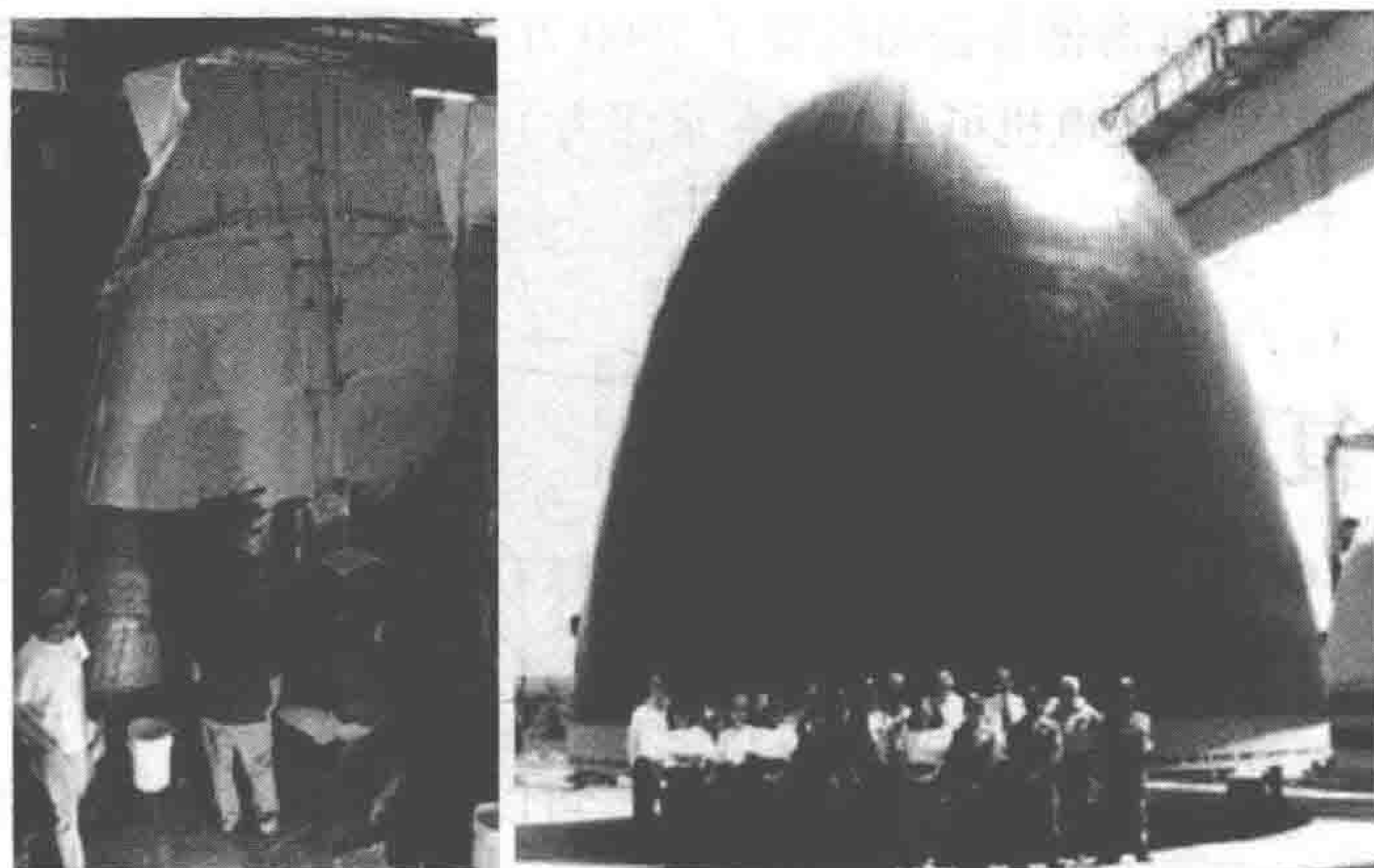


图 2.6　大型军用复合材料船舶结构

也被证明是非常有效的。由于使用了更多的复合材料，过去 20 年里客渡船在航速和经济性上取得了极大进展。受现有规范的限制，美国客渡船业只能在较小（载客 150 人以下）的通勤船上使用复合材料。但在欧洲国家，复合材料被用于制造一些较大型的高速客渡船和汽车渡船。

2.2.3　水上航空器和离岸结构

Marine Aviation Vehicles and Offshore Structure

如图 2.7 所示，霍华德 · 休斯制造的“云杉鹅”号水上飞机长 218 英尺，翼展 320 英尺，设计运载能力是 700 名士兵。其起飞重量达 181 吨，1947 年试飞时只飞行了约 1 英里。1984 年，多尼尔公司推出一款全复合材料水陆两用运输机，可以搭载 12 名乘客。





图 2.7　全复合材料水陆两用运输机

挪威国家石油海德鲁公司投资了 7900 万美元用于建造一座 2.3 兆瓦海上风力发电站，浮动风力发电机可以锚固在水深为 120~700 米的海面上。

2.3 复合材料的结构 Composite Material Structure

复合材料主要由多种材料混合而成，可以在单一结构材料中利用各构成材料的结构优点（Civgin F. 2005）。复合材料是用纤维材料（即玻璃、碳或聚合物）增强树脂基体后制成，如图 2.8 所示。复合材料中的纤维可以提高强度，树脂基体则能将纤维固定在一起（Mohan 等 , 2008）。

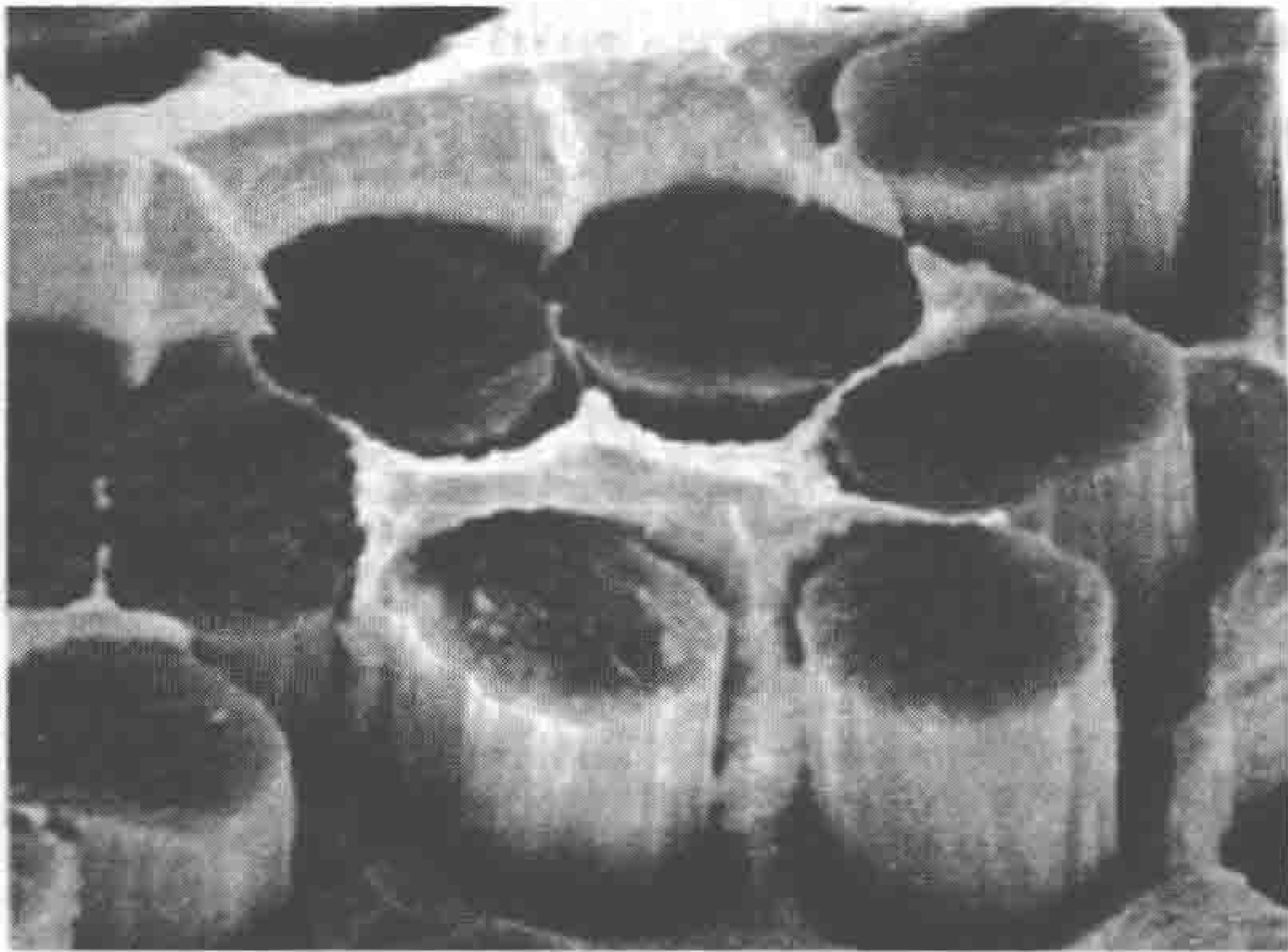


图 2.8 复合材料层合板横截面

复合材料由两种或更多种构成材料组成，其用途要大于单一构成材料，但构成材料对形成最终材料性能是非常重要的。结构应用中所用的先进复合材料由连续纤维增强基体材料制成，具有很高的强度和刚度。对于任何应用，选择复合材料就是选择增强纤维、基体及其在复合材料中的比例（Mohan M. R. 2002）。

实际上，大部分复合材料都由一种主要材料（基体）和用于增加基体强度和刚度的增强材料构成，增强材料一般采用纤维形式。目前最常用的人造复合材料可以分为三类：聚合物基复合材料（PMC）、金属基复合材料（MMC）和陶瓷基复合材料（CMC），如图 2.9 所示。

本节将主要介绍聚合物基复合材料（PMC），这是最常用的复合材料，详述

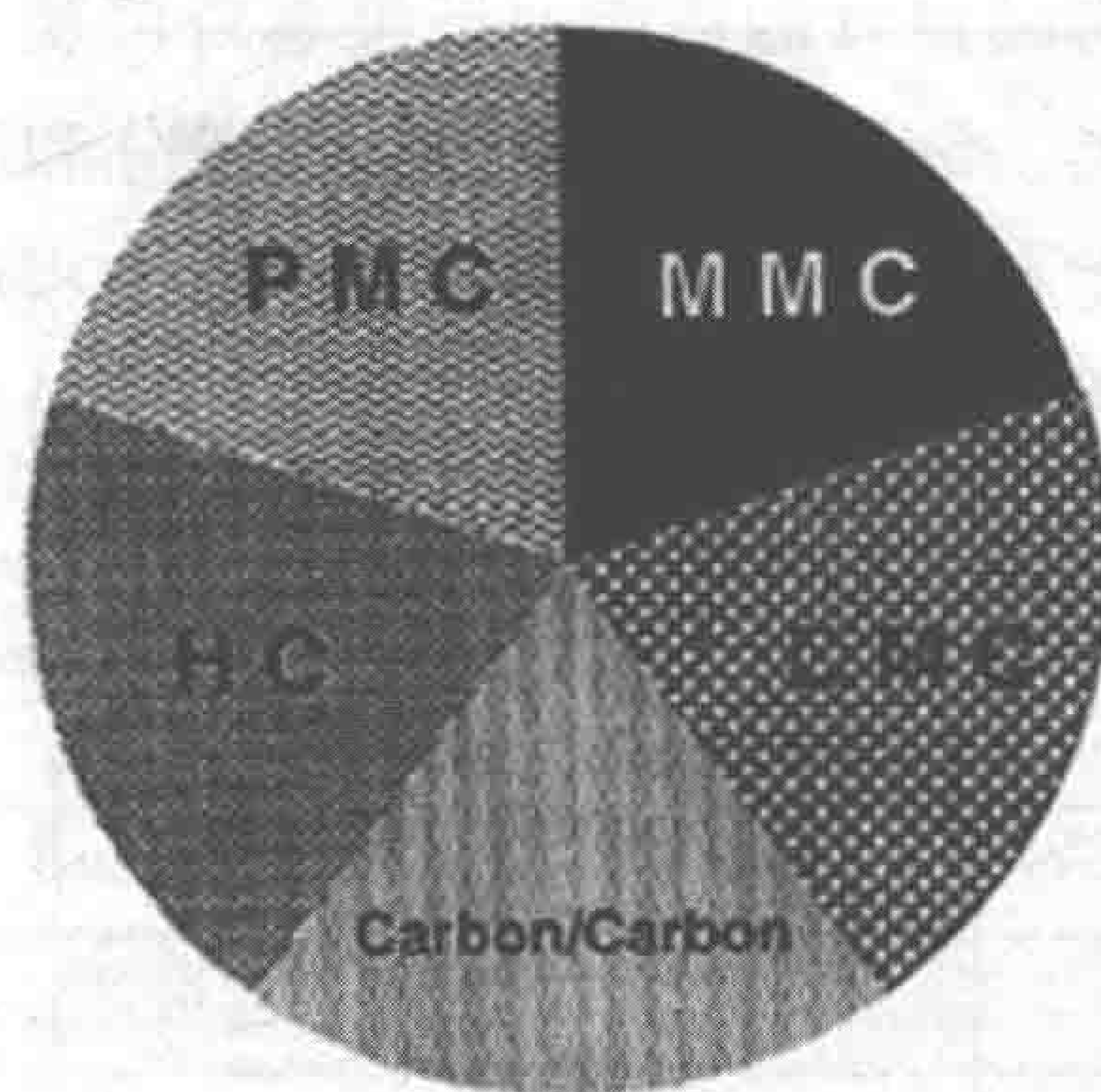


图 2.9　最常用的人造复合材料（Vinson 等，2008）

如下。聚合物基复合材料也称为纤维增强聚合物或纤维增强塑料（FRP），此类材料采用基于聚合物的树脂作为基体，各种纤维作为增强材料，例如玻璃纤维、碳纤维和芳纶纤维。

2.3.1　纤维增强材料 Fiber Reinforcements

纤维是复合材料的重要组成部分。对于纤维的不同种类、比例、结构和取向的作用，人们已经进行了大量研发工作。纤维通常占基体的 30%~70%。可以对纤维进行切割、编织、缝纫和 / 或编结。并且通常还会用胶料（例如淀粉、凝胶、油或蜡）和粘合料进行处理，以提高粘结性和可加工性。结构应用中，先进复合材料使用最多的是玻璃纤维、芳纶纤维和碳纤维。玻璃纤维最廉价，而碳纤维最昂贵。芳纶纤维的成本大致相当于最低等级的碳纤维。其他高强度高模量纤维，例如硼纤维，目前认为在经济上还是不可行的（Walter，1996）。

1. 玻璃纤维

玻璃纤维可以分为三种：E 玻璃纤维、S 玻璃纤维和 C 玻璃纤维。E 玻璃纤维用于电气，S 玻璃纤维强度较高，而 C 玻璃纤维的防腐能力较强，很少用于民用工程。三种纤维中，民用结构最常用的增强材料是 E 玻璃纤维。这种玻璃纤维由石灰、氧化铝和硼硅酸盐制成，硼硅酸盐可以很方便地从像砂这样来源丰富的原料中获取。纤维被拉成直径为（2~13）$\times 10^{-6}$m 的细丝。随着温度的升高，玻璃纤维的强度和模量都会降低。尽管在持续载荷的作用下玻璃材料会发生蠕变，

但通过适当的设计可以得到良好的性能。纤维本身可视为各向同性材料，其热膨胀系数小于钢。玻璃种类、纤维直径、胶料化学成分和纤维排列不同，玻璃纤维的特性和性能差异非常大（Slater 等，1980），如表 2.2 所示。

表 2.2　玻璃纤维的特性（Zweben，C. 1989）

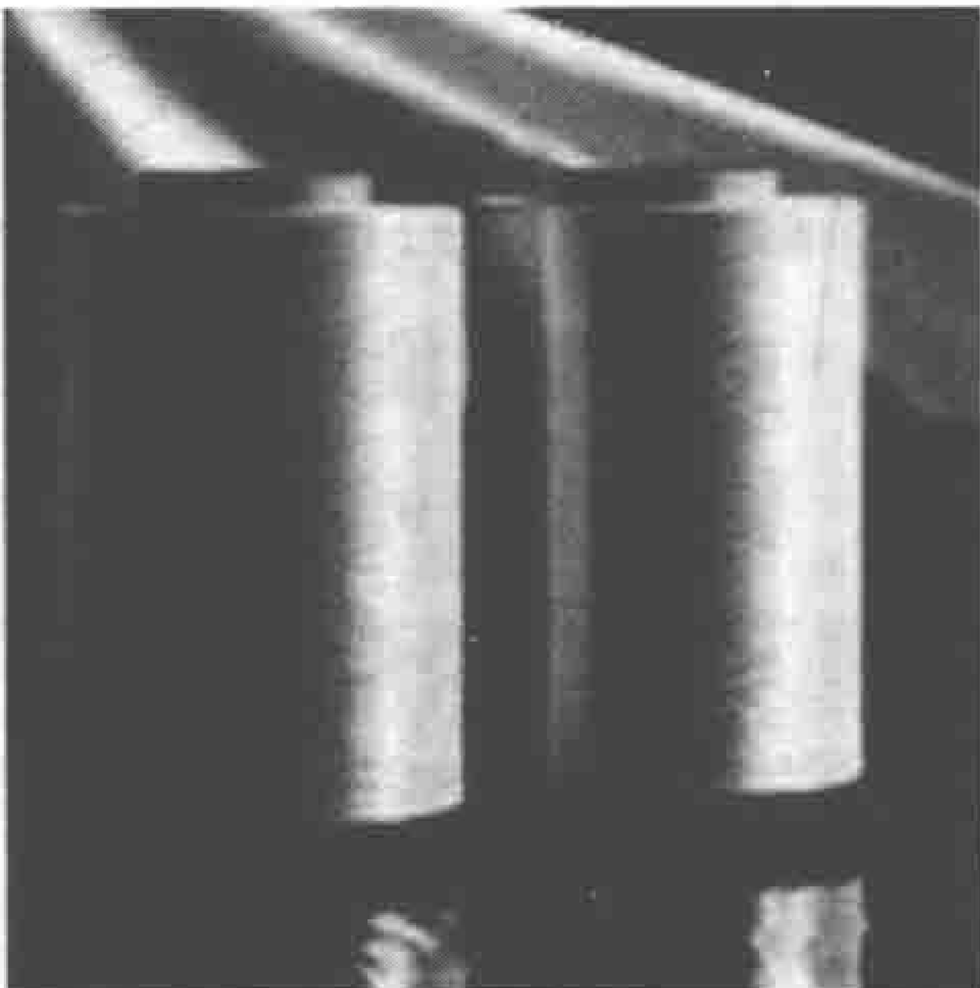
典型特性	E 玻璃纤维	S 玻璃纤维
密度 /(g/cm^3)	2.60	2.50
杨氏模量 /GPa	72	87
抗拉强度 /GPa	1.72	2.53
抗拉延伸率 /%	2.4	2.9

2. 芳纶纤维

芳纶纤维是一种人造有机聚合物（芳族聚酰胺），由液体化学混合物经纺丝得到的固体纤维。各种芳纶纤维均为明亮的金黄色，特性差别很大，但都具备高强度低密度的特点，比强度非常高。芳纶纤维抗冲击性很强，需承受高冲击的应用广泛采用了低模量芳纶纤维。但是芳纶纤维的耐压强度与 E 玻璃纤维相仿，而抗疲劳和抗蠕变性能非常出色。虽然商用芳纶纤维有好几种，但结构应用中使用最多的两种是凯夫拉尔 29 和 49。凯夫拉尔 29 的杨氏模量曲线在 83 GPa 前为线性，随后略微呈凹曲线型上升至断裂点处的 100 GPa。而凯夫拉尔 49 的杨氏模量曲线则呈线性上升至断裂点处的 124 GPa（见表 2.3）。作为一种各向异性材料，其横向模量和剪切模量小于纵向模量。芳纶纤维通过化学或机械方法与树脂粘结较为困难。

表 2.3　芳纶纤维的特性（Zweben，C. 1989）

典型特性	凯夫拉尔 29	凯夫拉尔 49
密度 /(g/cm^3)	1.44	1.44
杨氏模量 /GPa	83/100	124
抗拉强度 /GPa	2.27	2.27
抗拉延伸率 /%	2.8	1.8



3. 碳纤维

石墨或碳纤维由三种前聚物制成：聚丙烯腈（PAN）、粘胶纤维和沥青。在

断裂前，其拉伸应力－应变曲线都呈线性。商业市场提供的多种碳纤维可大致分成三类，如表 2.4 所示。其热膨胀系数低于玻璃纤维和芳纶纤维。碳纤维是各向异性材料，横向模量小于纵向模量，抗疲劳和抗蠕变性能非常出色。由于其抗拉强度随着模量的增加而降低，所以断裂时的应变很小。模量较高的材料会出现脆性，因而对于应力较为集中的接头和连接构件非常重要。这种现象使碳纤维复合材料层合板采用粘合方式更为有效，无需机械固定。

表 2.4　碳纤维的特性（Zweben，C. 1989）

典型特性	高强度	高模量	超高模量
密度 /(g/cm^3)	1.8	1.9	2.0~2.1
杨氏模量 /GPa	230	370	520~620
抗拉强度 /GPa	2.48	1.79	1.03~1.31
抗拉延伸率 /%	1.1	0.5	0.2

2.3.2　树脂体系
Resin Systems

树脂是复合材料的另外一种重要组成部分，可分为两种类型：热塑性树脂和热固性树脂。热塑性树脂在室温时保持固态，加热后会融化，冷却时会凝固。长链聚合物在化学上并不交联，因而热塑性树脂无法永久固化，不适合结构应用。而热固性树脂则相反，温度升高后会发生不可逆交联而永久固化。复合材料使用最多的树脂是不饱和聚酯、环氧树脂和乙烯酯，聚亚安酯和酚醛树脂使用较少。表 2.5 列出了五种主要基体树脂的一些特性。

表 2.5　典型基体树脂的特性（Konstantinos，2002）

材料	比重	模量 /GPa	抗拉强度 /MPa	失效应变 /%	泊松比	固化收缩率 /%	最高使用温度 /℃
聚酯	1.2	3	60	2	0.36	7	65
乙烯酯	1.15	3.4	80	4	0.36	5	90
低 T 环氧树脂	1.2	3.2	90	4	0.38	2	90
高 T 环氧树脂	1.28	3.8	80	3	0.38	2	140
酚醛树脂	1.15	3	50	2	0.35	无	130

2.4 材料特性
Material Property

实际上，复合材料的一个主要优点是其构成材料的互补性。例如，细玻璃纤维的抗拉强度相对较高，但容易受损。而与此相反，大部分聚合物树脂抗拉强度较差，但非常强韧，同时还具有延展性。这些材料结合起来后的用途要远大于单一材料。

本节将介绍单层薄板或单层板的应力应变关系，这些关系是所有后续分析和设计的基础。假定所考虑的材料是正交各向异性的，即具有定向刚度特性，但保持一定对称性。正交各向异性材料具有对称面和材料主轴，因而沿着主轴方向的拉伸或压缩加载不会导致剪应力和剪应变，施加剪应力也不会产生法向应变。无论是层合板还是纤维缠绕结构复合材料，其每一层均完全符合假定，即材料主轴与纤维取向垂直。

单层板是层合板中的单层薄板（单向）如图 2.10 所示，层合板由多层板构成。

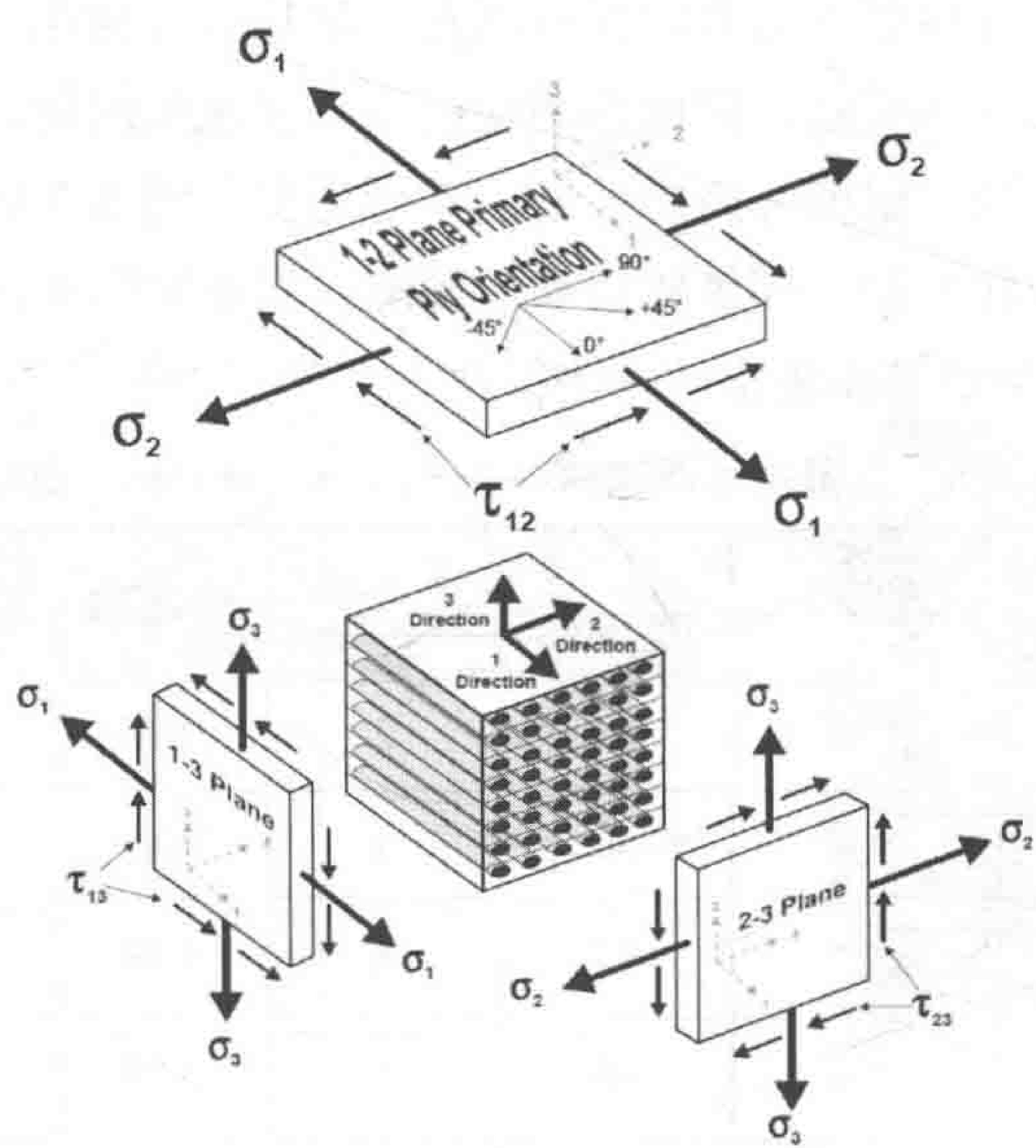


图 2.10　单层板

如果将一种复合材料视为正交各向异性材料，则不再考虑纤维和基体的各构成材料，而只采用不同方向上的平均或标准特性。因为许多复合材料结构在垂直于厚度的方向上比较薄，所以这基本上是二维应力理论。

本节重点是确定基体中纤维呈定向排列的薄单层板的应力应变关系，适用于所有连续纤维复合材料和定向排列短纤维复合材料。短纤维复合材料的纤维取向更随机，包含的其他材料也更多，例如无序毡中的连续纤维，刚度的方向性较差，许多情况下可以作为传统各向同性材料进行分析。

2.4.1 正交各向异性 Orthotropic Properties

单向层及用于描述的坐标系如图 2.11 所示，方向 1 和 2 为纤维取向和薄板平面内与纤维垂直的方向，方向 3 为垂直于厚度的方向。薄板在纤维方向上的模量以 E_{11} 表示，横向模量以 E_{22} 表示。则纤维方向上垂直于单轴应力的应变为

$$\varepsilon_1=\frac{\sigma_1}{E_{11}} \tag{2.1}$$

方向 2（横向）上单轴应力所产生的应变为

$$\varepsilon_2=\frac{\sigma_2}{E_{22}} \tag{2.2}$$

应该注意的是数字 1 和 2 说明的是方向，与主应力无关。采用相同方法定义面内剪切模量 G_{12}，则剪应力产生的剪应变为

$$\gamma_{12}=\frac{\tau_{12}}{G_{12}} \tag{2.3}$$

泊松比也可以用同样的方法予以定义。如果在方向 1（纤维方向）上施加单轴应力，则在方向 2（横向）上会因泊松效应而产生应变。合理的泊松比 V_{12} 可定义为（针对方向 1 上的单轴应力）

$$\varepsilon_2=-V_{12}\varepsilon_1 \tag{2.4}$$

相反，如果在方向 2（横向）上施加单轴应力，则方向 1（纤维方向）上的应变可采用合理的泊松比 V_{21} 定义为（针对方向 2 上的单轴应力）

$$\varepsilon_1=-V_{21}\varepsilon_2 \tag{2.5}$$

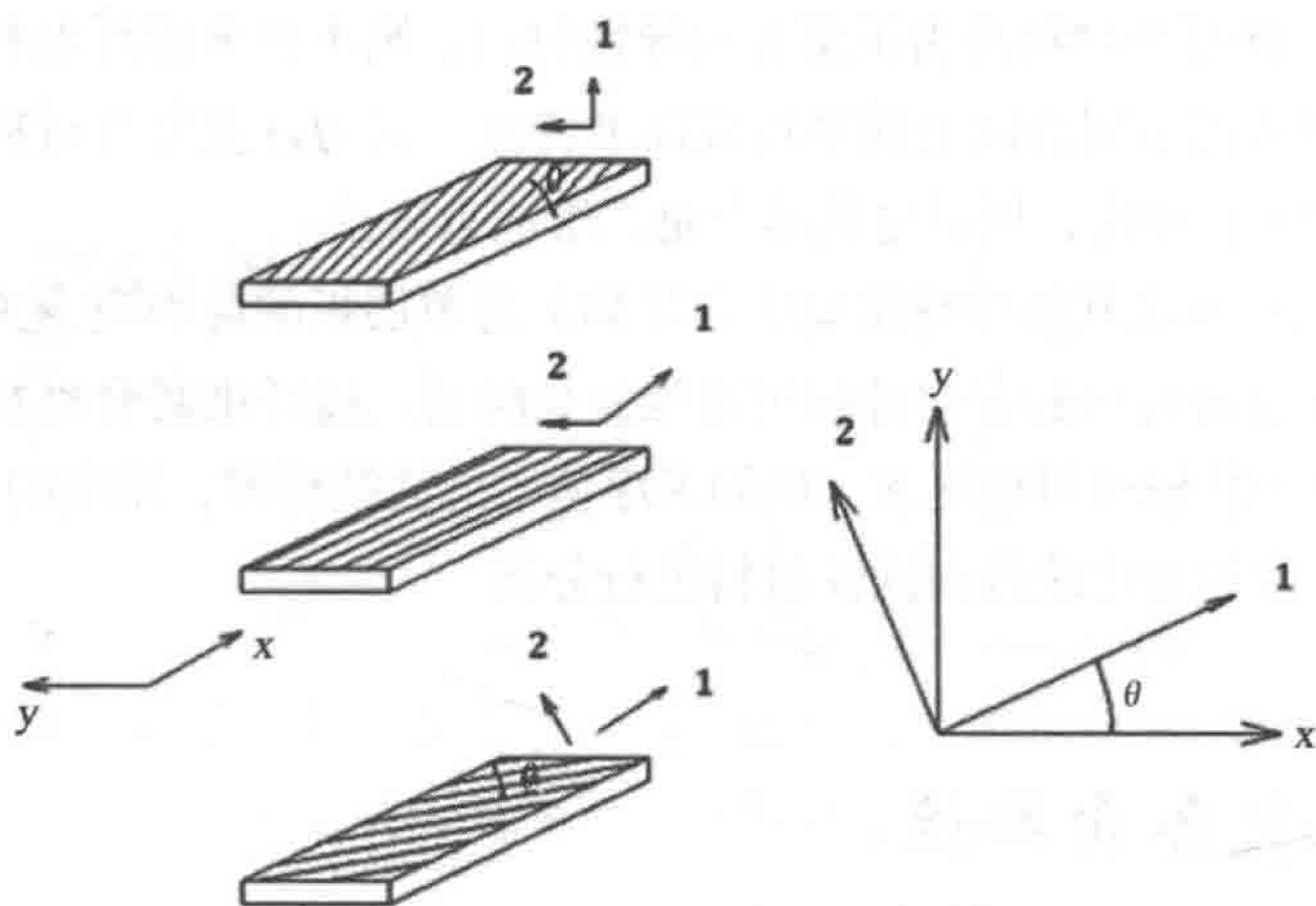


图 2.11　单向层

垂直于厚度方向上的应力和应变可以用类似的方法定义，即

$$\varepsilon_3 = \frac{\sigma_3}{E_{33}} \tag{2.6}$$

$$\varepsilon_1 = -V_{31}\varepsilon_3 \tag{2.7}$$

方向 2 上的单轴应变为

$$\varepsilon_2 = -V_{32}\varepsilon_3 \tag{2.8}$$

最后，可以通过叠加方法将这些简单的概念整合起来。方向 1 上的应变由应力 σ_1 以及应力 σ_2 和 σ_3 的泊松效应所产生。因而施加应力 σ_1、σ_2 和 σ_3 后，在方向 1 上产生的应变等于单独施加这些应力所产生的应变之和。单独施加载荷在方向 1 上产生的应变分别为

加载 σ_1：

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E_{11}} \tag{2.9}$$

加载 σ_2：

$$\varepsilon_1 = -V_{21}\varepsilon_2 = \frac{-V_{21}\sigma_2}{E_{22}} \tag{2.10}$$

加载 σ_3：

$$\varepsilon_1 = -V_{31}\varepsilon_3 = \frac{-V_{31}\sigma_3}{E_{33}} \tag{2.11}$$

将这些加载整合在一起并叠加方向 1 上的应变可以得到下式：

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E_{11}} - \frac{V_{21}\sigma_2}{E_{22}} - \frac{V_{31}\sigma_3}{E_{33}} \tag{2.12}$$

同样

$$\varepsilon_2 = -V_{12}\frac{\sigma_1}{E_{11}} + \frac{\sigma_2}{E_{22}} - \frac{V_{32}\sigma_3}{E_{33}} \tag{2.13}$$

以上变量可以方便地引入到矩阵中，采用标准矩阵符号和方法得到以下矩阵

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_{11}} & -\frac{V_{21}}{E_{22}} & -\frac{V_{31}}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{V_{12}}{E_{11}} & \frac{1}{E_{22}} & -\frac{V_{32}}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{V_{13}}{E_{11}} & -\frac{V_{23}}{E_{22}} & \frac{1}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{pmatrix} \tag{2.14}$$

或

$$\{\varepsilon\} = \{S\} \cdot \{\sigma\} \tag{2.15}$$

S 矩阵通常为单层板的柔度矩阵，或者是以应力 – 应变形式表达的材料特性，其中应变是独立变量。可以看出描述弹性材料应力 – 应变关系的矩阵必须是对称的。应力 – 应变关系可以表达为

$$E_{11}V_{21} = E_{22}V_{12} \tag{2.16}$$

$$\frac{V_{12}}{E_{11}} = \frac{V_{21}}{E_{22}} \tag{2.17}$$

矩阵中略去了非对角项，这样完整获取三维应力 – 应变状态下的单层板线性特性就只需九个材料特性。柔度矩阵中的零表明正交各向异性材料（而不是通常的各向异性材料）在材料主轴上的应力 – 应变特性已经得到了描述。

2.4.2 面应力的正交各向异性 Orthotropic Properties in Plane Stress

因为许多由层合板制成的工程结构在厚度方向上比较薄，所以经常使用以下二维子集。令 $\sigma_3=\tau_{13}=\tau_{23}=0$（对面应力作出的假定）可以得到

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{E_{11}} & \frac{-V_{21}}{E_{22}} & 0 \\ \frac{-V_{12}}{E_{11}} & \frac{1}{E_{22}} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{pmatrix} \tag{2.18}$$

将式（2.18）中的矩阵反转，可以得到以下应力 - 应变刚度矩阵

$$\begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{12} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \tau_{12} \end{pmatrix} \tag{2.19}$$

或

$$\{\sigma\} = [Q]\{\varepsilon\} \tag{2.20}$$

$$Q_{11} = \frac{E_{11}}{D} \tag{2.21}$$

$$Q_{12} = \frac{V_{21}E_{11}}{D} \tag{2.22}$$

$$Q_{21} = \frac{V_{21}E_{22}}{D} \tag{2.23}$$

$$Q_{22} = \frac{E_{22}}{D} \tag{2.24}$$

$$Q_{66} = G_{12} \tag{2.25}$$

$$D = 1 - V_{12}V_{21} \tag{2.26}$$

因而

$$Q=\begin{pmatrix} \dfrac{E_{11}}{1-V_{12}V_{21}} & \dfrac{V_{21}E_{11}}{1-V_{12}V_{21}} & 0 \\ \dfrac{V_{12}E_{22}}{1-V_{12}V_{21}} & \dfrac{E_{22}}{1-V_{12}V_{21}} & 0 \\ 0 & 0 & \dfrac{1}{G_{12}} \end{pmatrix} \tag{2.27}$$

应注意的是在作出面应力假定前，通常会根据 Q_{66} 项在完整的 6×6 矩阵中的位置对其予以确定。虽然描述单层板的应力 - 应变响应需要五个独立常量，但 S 矩阵和 Q 矩阵仍然必须保持对称。因而只能考虑四个独立特性，并采用以下互易关系

$$E_{11}V_{21}=E_{22}V_{12} \tag{2.28}$$

2.5　船用复合材料未来面临的主要挑战 Key Challenges for the Future of Marine Composite Materials

船用复合材料的主要挑战包括：

挠度作为等效厚度的设计约束条件，FRP 船体的挠度是钢质船体的 10~12 倍。

一般问题：连接、耐压强度、蠕变、振动、磨损、质量控制、手糊成型、装配、二次粘结、耐火性差以及系统安装等。

虽然高成本是主要因素，但许多技术问题也使复合材料无法在大型船舶结构上得到广泛应用。表 2.6（Slater 等，1980）和表 2.7（Slater 等，1980）概述了这些挑战和机会。

复合材料应用的两个主要挑战为：首先是经济因素，必须保证船舶和其他产品的资本支出（CAPEX）和运营成本（OPEX）最优化，并且材料规格符合要求。

表 2.6 军用和商用（Slater 等，1980）

厚截面	紫外线辐射
抗压缩载荷性能	耐冲击
高应力设计	缩放 / 建模
无损评估	可靠性
接头和连接	残余应力效应
修　理	烟雾和毒性
耐火性能	蠕变 / 应力断裂

表 2.7 主要军用（Slater 等，1980）

抗震性能	声学特性
电磁辐射	抗冲击性能

其次，随着对可持续性的日益关注，了解和认识环境问题也至关重要。这些经济和能源因素会导致以下五个技术挑战（Shenoi 等，2009）：

（1）采用经验物理方法验证理论建模能力，提高对分层正交各向异性结构载荷传递机制的基本理解。

（2）对于安全问题建模应该有更好的认识，安全问题涉及材料和结构特性的潜在变化性和不确定性。

（3）对复合材料结构进行生命周期评估，形成持久的设计理念，能够基于能源角度更好地考虑到环境影响。

（4）开发适用于设计 - 生产相互作用的并行工程方法，从成本角度制定最优设计选择规范。

（5）确定合适的检查、干预和修理策略，确保产品在其使用寿命内保持结构安全。

2.6 参考文献 References

[1] Khairul Izman, Abdul Rahim (2011), A R Othman and Mohd Rizal Arshad, Pressure hull development using hybrid composite with metal liner concept, Indian Journal of Geo–Marine

Sciences Vol.40(1), April, pp.207–213.

[2] M Mohan and Gurit (2008), The advantages of composite material in marine renewable energy structures, RINA Marine Renewable Energy Conference.

[3] R. A. Shenoi, J. M. Dulieu–Barton, S. Quinn, J. I. R. Blake and S. W. Boyd (2009), Composite materials for marine applications–key challenges for the future, Composite Materials.

[4] D.F. Hasson and C.R. Crowe (1988), Materials for Marine systems and structures. Academic Press, Inc..

[5] Marine Composites by Eric Greene Associates (2000), Boat Design Directory.

[6] Mohan M. Ratwani (2002), Ph. D, Composite Materials and Sandwich Structures–A Primer.

[7] Benjamin Tang (1997), PE fiber reinforced polymer composites applications in USA, First Korea/U.S.A. Road Workshop Proceedings, January 28–29.

[8] Podolny, Walter, Jr. (1996); Winds of Change and Paradigms of Obsolescence; Proc., The National Steel Bridge Symposium, October 15–17, Chicago, Illinois.

[9] Zweben, C. (1989); Introduction to Mechanical Behavior and Properties of Composites Materials; DCDE, Volume 1.

[10] Andrew T. Grenier (1998), LT, USCG, Fire Characteristics of Cored Composite Materials for Marine Use.

[11] Filiz,Civgin (2005), Analysis of Composite Bars in Torsion, Graduate School of Natural and Applied Sciences, Dokuz Eylul University.

[12] Jack R.Vinson and Robert L. Sierakowski (2008), The Behavior of Structures Composed of Composite Materials, Solid Mechanics and Its Applications, Volume 105.

[13] Konstantinos Galanis (2002), Hull construction with composite materials for ships over 100m in length, Massachusetts Institute of Technology. Dept. of Ocean Engineering.

[14] J.E.Slater and R. Houlston (1980), Selection of GRP composites for naval ship structures. In Sih GC, Pindera JT, editors, Development and design with advanced materials. Amsterdam: Elsevier; p.289–300.

第 3 章　绿色船舶的概念

Green Ship Concepts

3.1 概述
General

绿色船舶指采用先进环保技术，在航行中能够减少温室气体或气体污染物产生的船舶。环保技术主要分为三种：减少排放、提高能源效率和产生推进力。

目前，环境监管体系使航运业的竞争更加激烈。作为应对，航运业正在努力开发低油耗船舶。现在已经有一些技术能够帮助减轻船舶对环境的影响。设备制造商必须维持对新技术的投资水平，尤其是在当前的经济形势下。在不久的将来，国际上可能会普遍采纳促使船舶更“环保”的规范。这将为进一步创新提供基准，并确保采用高水平技术设计以生产出更好的产品。

考虑到船舶运输在世界贸易中所占的巨大比例，应该说航运是目前最环保的运输方式，因为船舶的污染物排放相对较少，操作污染也已经降低到可以忽略的程度。处理环境问题和减少船舶污染的最重要国际规则是 MARPOL 73/78（防止船舶造成海洋污染国际公约）[5]。

此外，国际海事组织（IMO）也专门讨论了减少温室气体的方法。2013 年实施的节能设计指标（EEDI）规定了运输过程中单位货物单位距离所允许的 CO_2 排放量，如果不能满足 EEDI 的要求，运输将不被批准。

本章旨在提供一些环保技术，尤其是排放技术，因为温室气体排放在温室效应中起了主要作用。

3.2 排放
Emission

有些规范是造船公司非常关注的，例如温室气体和气体污染物规范。排放规范旨在减少这些物质对环境的影响。

3.2.1　大气污染物排放规范
Regulation on Air Pollutan

防止船舶造成海洋污染国际公约 MARPOL 73/78 的附录六确定了运营船舶的大气污染物排放规范 (见表 3.1)。公约于 2005 年 5 月 19 日发布，附录六中的规范明确了 NO_X 和 SO_X 为大气污染物，但对于温室气体却没有详细的规定。

表 3. 1　附录六中的 NO_X 排放控制

<table>
<tr><th>船舶建造时间</th><th>应用范围</th><th>排放控制</th></tr>
<tr><td>1990–1999</td><td>发动机功率 > 5 000kW</td><td rowspan="2">I 级</td></tr>
<tr><td>2000–2010</td><td rowspan="2">发动机功率 >130kW</td></tr>
<tr><td>2011–2015</td><td rowspan="2">II 级</td></tr>
<tr><td rowspan="2">2016–</td><td rowspan="2">船舶长 >24m
总推进功率 >750kW</td></tr>
<tr><td>III 级</td></tr>
</table>

<table>
<tr><th rowspan="2">排 放 控 制</th><th colspan="3">NO_2 净排放量 /(g/kWh)</th><th rowspan="2">与 I 级相比 NO_2 排放量的减少比例</th></tr>
<tr><th><130kW</th><th>130~2 000kW</th><th>>2 000kW</th></tr>
<tr><td>I 级</td><td>17.0</td><td>45.0*n(–0.2)</td><td>9.8</td><td>–</td></tr>
<tr><td>II 级</td><td>14.36</td><td>44.0*n(–0.2)</td><td>7.66</td><td>15.5%~21.8%</td></tr>
<tr><td>III 级</td><td>3.40</td><td>9*n(–0.2)</td><td>1.96</td><td>80%</td></tr>
</table>

3.2.2　温室气体排放规范
Regulation on Greenhouse Gas

温室气体 (GHG) 指存在于地球大气中并通过吸收部分辐射能产生温室效应的气体，CO_2 就是一种温室气体。于 2008 年召开的海洋环境保护委员会 (MEPC) 第 57 次会议涵盖以下内容：

(1) 针对新造船舶制定强制性节能设计指标 (*EEDI*) 要求。

(2) 强制性 / 自愿提交节能运营指标 (*EEOI*) 报告。

(3) 如果未能达到强制性节能运营指标的要求，则应予以处罚。

2009 年召开的海洋环境保护委员会第 58 次会议对制定市场规范的计划以及国际海事组织的温室气体研究进展进行了讨论。

3.2.3 设计变量对 *EEDI* 的影响 Effect of Design Variable on *EEDI*

由于油价上涨，航运公司必须开发出新的方法以提高燃油效率并降低油耗。国际海事组织制定了节能设计指标，可以对新造船舶的 CO_2 排放情况进行评估。海洋环境保护委员第 57~59 次会议制定的节能设计指标是一个方程，计算每公吨英里的碳排放量：

$$EEDI=\frac{EnginePower\times SFC\times CF}{Capacity\times Speed} \tag{3.1}$$

式中：

SFC 为燃油消耗率；*CF* 为转换系数。

其中分子为碳排放量，而分母为航运效率。节能设计指标越小说明船舶越环保、越高效。上述公式的完整表达式为：

$$EEDI=\frac{\left(\sum_{i=1}^{n_{ME}}P_{ME(i)}\cdot CF_{ME(i)}\cdot SFC_{ME(i)}\right)+\left(P_{AE}\cdot CF_{AE}\cdot SFC_{AE}\right)}{f_i\cdot Capacity\cdot V_{ref}\cdot f_w}+\frac{\left(\left(\sum_{j=1}^{M}f_j\cdot\sum_{i=1}^{n_{PTI}}P_{PTI(i)}-\sum_{i=1}^{n_{eff}}f_{eff(i)}\cdot P_{AEeff(i)}\right)CF_{AE}\cdot SFC_{AE}\right)}{f_i\cdot Capacity\cdot V_{ref}\cdot f_w}-\frac{\left(\sum_{i=1}^{n_{eff}}f_{eff(i)}\cdot P_{eff(i)}\cdot CF_{ME}\cdot SFC_{ME}\right)}{f_i\cdot Capacity\cdot V_{ref}\cdot f_w} \tag{3.2}$$

式中：

功率—P_{ME}、P_{AE}；

转换系数—CF_{ME}、CF_{AE}；

燃油消耗率—SFC_{ME}、SFC_{AE}；

速度—V_{ref}；

创新节能技术—P_{eff}、P_{AEeff}、f_{eff}；

修正系数—f_i、f_j、f_w。

采用以上公式计算时功率应取最大持续功率（*MCR*）的 75%，因为船级社和国际海事组织主要根据燃油消耗的测量值和氮氧化物排放控制来分配权重。辅机的功率使用经验公式计算。创新节能技术发展的影响还可以通过 P_{eff} 和 P_{AEeff} 予以考虑。

本文将根据以下假定（见表 3.2），论述节能设计指标对设计值的影响。

表 3.2　计算所用的集装箱船数据

	Feeder 号	Panamax 号	Baby Neo-Panamax 号	Post Panamax 号	Ultra Large 号
箱位(标准箱)	1 000	4 500	4 500	8 000	12 500
往返距离（海里）	1 317	11 665	11 665	11 380	11 380

用于计算节能设计指标的 CO_2 首先采用下式计算：

$$CO_2\ Production = Time \times \begin{Bmatrix} \left(ME_{LOAD} \times SFC_{ME} \times CF_{ME}\right) \\ + \left(SSDG_{LOAD} \times SFC_{SSDG} \times CF_{SSDG}\right) \end{Bmatrix} \tag{3.3}$$

式中：

Time 为往返所需的时间；ME_{LOAD} 为主机平均使用功率 [kW]；SFC_{ME} 为主机燃油消耗率；CF_{ME} 为主机消耗燃油的碳含量转换系数；$SSDG_{LOAD}$ 为辅机平均使用功率 [kW]；SFC_{SSDG} 为辅机燃油消耗率；CF_{SSDG} 为辅机消耗燃油的碳含量转换系数。

用于计算节能设计指标的燃油碳含量转换系数采用以下标准。

表 3.3　燃油的碳含量和 *CF*

燃油种类	燃油规格	碳含量	*CF*
柴油 / 粗柴油	ISO 8217	0.875	3.20600
轻质燃料油	ISO 8217	0.860	3.15104
重质燃料油	ISO 8217	0.850	3.11440
液化石油气（丙烷）	2006 IPCC 指南	0.819	3.00000
液化石油气（丁烷）	2006 IPCC 指南	0.827	3.03000
天然气	2006 IPCC 指南	0.750	2.75000

表 3.3 中的 *CF* 就是用于计算 CO_2 排放量的碳含量转换系数，*CF* 乘以船舶运营过程中的燃油消耗率即可计算出 CO_2 的排放量。

载箱量为 8 000 标准箱的 Post Panamax 号的 CO_2 排放量如表 3.4 所示。

表 3.4　载箱量为 8 000标准箱的 Post Panamax号的 CO_2排放量

重质燃料油消耗量	时间 /d	燃油消耗量 /(kg/h)	燃油消耗量 /t	CO_2 排放量 /t
向西正常航行	9.21	8 824	1 950.9	6 076

（续表）

重质燃料油消耗量	时间 /d	燃油消耗量 /(kg/h)	燃油消耗量 /t	CO_2 排放量 /t
向东正常航行	9.21	8 824	1 950.9	6 076
向西机动航行	0.07	3 026	5.3	16
向东机动航行	0.07	3 026	5.3	16
抛锚	0.00	1 098	0.0	0
港口货物装卸专业	1.58	1 098	41.6	130
港口等待	0.04	1 098	1.1	3
总计	20.19		3 955.1	12 318

3.2.4 速度对 *EEDI* 的影响
Influence of Speed on *EEDI*

考虑集装箱船的速度发生变化时，本文选择了目前常用的 MAN B&W 和 ME 系列发动机，每种发动机的功率控制在使集装箱船能够达到设计速度。假定主机运行的海上功率裕度为 15%，最大持续功率为 95%。每种发动机的燃油消耗率假定为发动机使用船用柴油（MDO）并以最大持续功率的 75% 运行时的燃油消耗率。这符合 ISO 燃油规格的条件。

在满足条件的情况下，可根据总载重量（DWT）和夏季载重线（SLL）得到节能设计指标（Yang 和 Kim 等，2010），如表 3.5 所示。

表 3.5 速度对 EEDI 的影响

设计速度变化		−4 kn	−2 kn	标准
4 500 标准箱 (Panamax 号)	营运速度（设计）/kn	20.50	22.50	24.50
	总载重量 /t	60 008	59 519	58 817
	MCR_{ME}/kW	20 484	28 040	38 532
	节能设计指标	11.31	14.15	17.99
	变化值与标准设计值比较	−37%	−21%	---
4 500 标准箱 (Baby Neo Panamax 号)	营运速度（设计）/kn	20.50	22.50	24.50
	总载重量 /t	62 079	61 539	60 747
	MCR_{ME}/kW	21 279	29 575	41 330
	节能设计指标	11.34	14.39	18.64
	变化值与标准设计值比较	−39%	−23%	---

（续表）

设计速度变化		-4 kn	-2 kn	标准
8 000 标准箱 (Post Panamax 号)	营运速度（设计）/kn	21.00	23.00	25.00
	总载重量 /t	97 857	97 089	96 068
	MCR_{ME}/kW	31 982	43 341	57 843
	节能设计指标	10.53	13.07	16.17
	变化值与标准设计值比较	-35%	-19%	---

3.2.5 船体钢材重量对 *EEDI* 的影响
Influence of Hull Steel Weight on *EEDI*

试验中采用了两种不同条件，以确定船体钢材重量增加 5% 对节能设计指标的影响。一种条件是当船舶处于设计吃水时方形系数 C_B 为常数，通过这种假定可以得到总载重量（DWT）减少时的节能设计指标。另外一种条件是船舶处于载重线时总载重量为常数，通过 C_B 得到节能设计指标。两种条件的试验结果如表 3.6 所示[2]：

表 3.6　船体钢材重量增加 5%对节能设计指标的影响[2]

	标准设计		船体钢材重量增加 5%	
			方形系数不变	总载重量不变
4 500 标准箱 (Panamax 号)	总载重量（公吨）	58 817	58 184	58 845
	节能设计指标	17.99	18.20	18.14
	变化值与标准设计值比较	--	1.1	0.8
4 500 标准箱 (Baby Neo Panamax 号)	总载重量（公吨）	60 747	60 123	60 747
	节能设计指标	18.64	18.85	18.81
	变化值与标准设计值比较	--	1.1%	0.9%
8 000 标准箱 (Post Panamax 号)	总载重量（公吨）	96 068	94 991	96 068
	节能设计指标	16.17	16.36	16.33
	变化值与标准设计值比较	--	1.2%	1.0%

3.3 压载水处理 Ballast Water Treatment

压载水是压载舱中的水，航行过程中发生重量分布不均时可用于保持船舶平衡(见图3.1)。通常在海岸地区将相当于船舶排水量10%~50%的压载水注入舱中，当载荷出现变化时再排出。这种过程会使100~120亿吨海水发生转移。

更换压载水也转移了许多水生生物。导致海洋动植物发生变化，对许多大型海洋产业造成破坏，例如捕鱼业[5]。

下面例举了一些海洋植物、动物和微生物，它们可以通过船舶压舱水被带往世界各地。

1. 霍乱（Vibrio Cholerae，各种品系）

（1）各种品系分布广泛。

（2）被引入南美洲、墨西哥湾和其他地区。

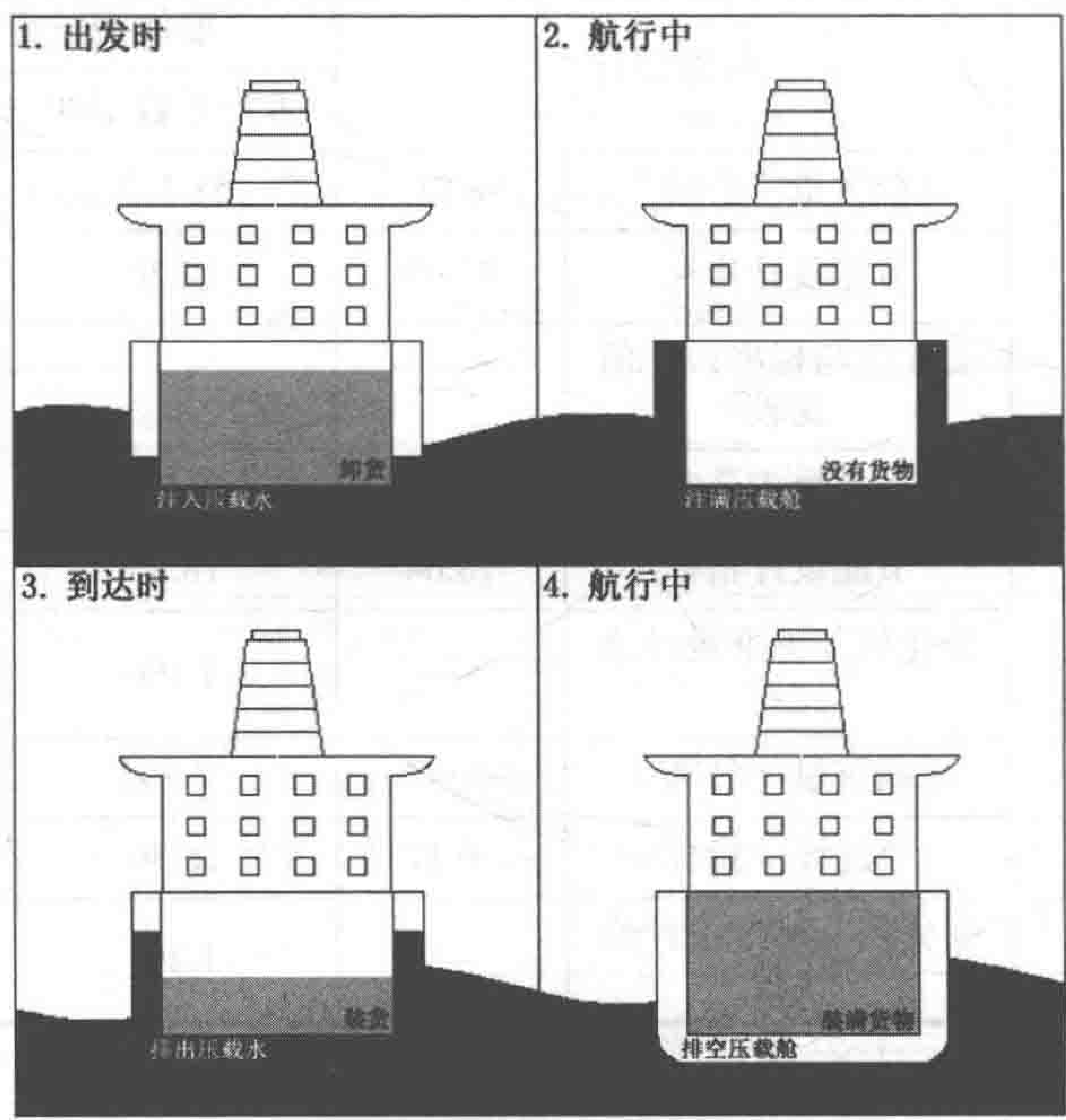


图3.1　船舶航行过程中压载水的循环

（3）有些霍乱流行与压载水直接相关。

2. 枝角目水蚤（Cercopagis Pengoi）

（1）原产于黑海和里海。

（2）被引入波罗的海。

（3）大量繁殖并在浮游生物群落中占据绝对优势，堵塞渔网和拖网。

3. 中华绒螯蟹（Elocheir Sinensis）

（1）原产于北亚。

（2）被引入西欧、波罗的海和北美西海岸。

（3）为了繁殖而大规模迁徙，在河岸和堤坝上挖洞，导致侵蚀和淤积。捕食当地鱼类和无脊椎动物，其数量爆发时可致这些鱼类和无脊椎动物在当地灭绝，并且干扰渔业活动。

4. 有毒海藻（赤潮、棕潮和绿潮，各种种类）

（1）各种种类分布广泛。

（2）有几种藻类通过船舶压载水传播到了新的地区。

（3）可能会形成有害的藻类爆发。一些藻类产生的毒素或黏液可杀死许多海洋生物。还能淤塞海滩，影响旅游和娱乐。有些藻类会污染滤食性贝类，使水产业绝收。食用受到污染的贝类可导致疾病和死亡。

5. 圆虾虎鱼（Neogoblus Melanostomus）

（1）原产于黑海、亚速海和里海。

（2）被引入波罗的海和北美。

（3）适应性和侵略性很强，繁殖和传播迅速。与本地鱼类（包括商业引入品种）竞争食物和栖息地，并捕食其卵和幼鱼。每个季度产卵数次，并能在较差的水质中生存。

6. 北美栉水母（Mnemiiopsis Leidyi）

（1）原产于美洲东部沿海。

（2）被引入黑海、亚速海和里海。

（3）在适宜条件下繁殖迅速（雌雄同体，可自我受精），由于过度捕食浮游动物，北美栉水母会改变食物链和生态系统功能。20 世纪 90 年代严重影响了黑海和亚速海的渔业，导致重大经济和社会后果。现在类似影响已经威胁到了里海。

7. 北太平洋海星（Asterias Amurensis）

（1）原产于北太平洋。

（2）被引入南澳大利亚。

（3）大量繁殖，迅速达到“瘟疫”程度，对环境造成严重影响。捕食贝类，包括具有经济价值的扇贝、牡蛎和蛤蜊等。

8. 亚洲海带（Undaria Pinnatifida）

（1）原产于北亚。

（2）被引入南澳大利亚、新西兰、美国西海岸、欧洲和阿根廷。

（3）通过无性生殖和散布孢子，生长和传播非常迅速。会取代当地藻类和海洋生物，改变栖息地、生态系统和食物网络。通过竞争空间和改变栖息地，可能会影响经济贝类。

9. 欧洲青蟹（Caarcinus maenus）

（1）原产于欧洲大西洋海岸。

（2）被引入南澳大利亚、南非、美国和日本。

（3）适应性和侵略性很强，壳坚硬，不易被捕食。竞争并取代本地蟹类，在侵入地区成为优势物种。可将大量物种捕食殆尽，并改变潮间多石海岸的生态系统。

现在所有船舶都必须安装压载水处理系统。可用的技术 / 方法有多种，例如化学处理、加热、过滤、紫外线等。只要符合国际海事组织的要求，控制和管理船舶压载水和沉淀物国际公约也允许某些船舶采用原型技术。目前已经开发出一些有效技术，但仍需进一步创新和研究。去除压载水中的生物，确保脆弱的海洋生态系统不被外来物种侵入仍然任重而道远[5]。

3.4 水下涂层
Under Water Coating

所有船舶的摩擦阻力性能都受到附着的海生物和严重腐蚀的影响。许多船舶通过不同涂层来防止海生物附着和腐蚀，例如包含危险有毒化学物质的防污涂料，可以毒害海洋生物。国际海事组织 AFS 公约附件一包含了有害防污系统列表，以及使用时必须采取的措施。

解决海生物和腐蚀的另外一个方法是海生物预防系统（MGPS），其效果与防污涂料类似，MGPS 设备在电解中使用了由电极产生的次氯酸钠。还有一种方法是采用现代生物杀灭剂，其有效期较短，环境累积的风险较低。生物杀灭剂的

生物累积风险也较低，是完全可以接受的[5]。

3.5 参考文献 References

[1] Sangkook, YOON., and Byung-geun, PARK. (2009), "Filtering System Design and Structural Analysis for Intake Water of Ship' s Ballas Tank" , Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 33, No.2, pp. 282~287, ISSN 1226-9549

[2] Youngsoon, Yang., Seongteak, Kim., Sinhyung, Kim. (2010), "Green ship Design" , Computational Structure Engineering, Vol. 23, No.3 Edition, Planned Special Articles, pp. 55-60

[3] Julie, G., Anthony, M., Yves, A., Fancois, C., Pascal, J. (2012), "Influence of operating conditions on direct nanofiltration of greywaters: Application to laundry water recycling aboard ships" , Resources, Conservation and Recycling 62, pp. 64-70

[4] Kyongyeol, Jeong., ChangDae, Park., Byeongjoo, Lim., Seongyoon, Kim., Min, Kim. (2012) "Necessity and Current Regulation situation of Ships' Nitrogenous compound Reduction device" , Greenship SCR system Current Technical Development, pp. 28-36

[5] EMEC. (2010), "Green Ship Technology Book 2ed Edition" , European Marine Equipment Council, 2010 2nd Edition

[6] Satish Kumar, Hyouk-Tae Kwon, Kwang-Ho Choi, Wonsub Lim, Jae Hyun Cho, Kyungjae Tak, Il Moon. (2011), "LNG: An eco-friendly cryogenic fuel for sustainable development" , Applied Energy 88, 4264-4273

[7] S.J. KIM. (2011). "Apparatus on Corrosion Protection and Marine Corrosion of Ship" , Korean Institute of Surface Engineering Vol.44, No.3

第 4 章　液化天然气船的概念

LNG Ship Concepts



4.1 概述
Summary

在设计上，液化天然气船是一种在零下 162 度运输液化天然气（LNG）的液舱船。现代典型液化天然气船的长度、宽度和吃水大约分别为 300、43 和 12 米。其载货能力差异很大，从 1 000m^3 到 267 000m^3，但大部分现代液化天然气船的载货能力在 125 000~150 000m^3 之间。有些国家也使用小型液化天然气船（载货能力为 1 000~25 000m^3），例如挪威和日本 [11]。

液化天然气船是国际公认的高技术、高难度和高增值产品，享有“皇冠宝石”的美誉，全世界仅有 13 家造船厂能够建造这种船舶。

液化天然气船将液化天然气链中的液化和再气化环节联系了起来，通过长距离运输把大量清洁天然气能源从天然气液化厂送到消费者手中。随着液化天然气市场的迅速发展，液化天然气船队也会继续快速增长。图 4.1 为两艘典型的液化天然气船。

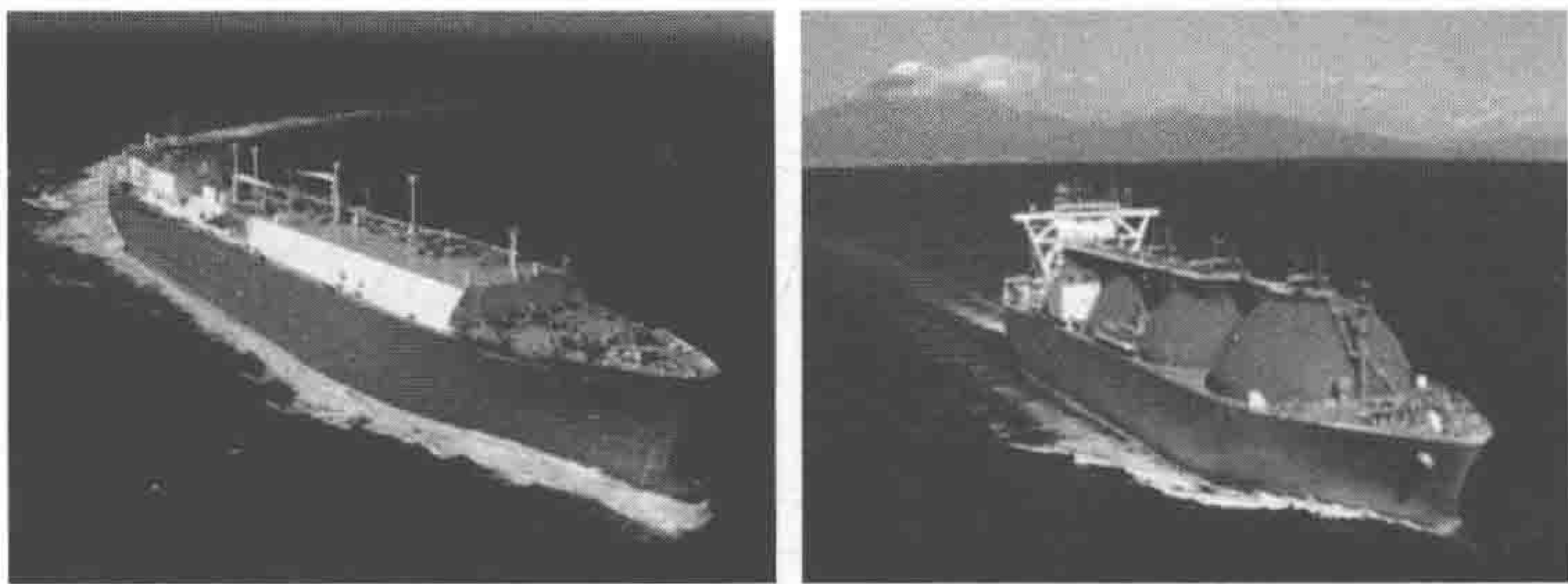


图 4.1　两艘典型的液化天然气船

4.2 发展过程
Development

1959 年 1 月 25 日，第一艘液化天然气船“甲烷先驱者”号驶离路易斯安那

海湾卡尔克苏河，在世界上首次将液化天然气作为海洋货物运往交付地英国。随着液化天然气贸易的发展，液化天然气船队也随之增长，现在世界各地都可以见到载货量高达 266 000m³ 的巨型液化天然气船。

经过特殊改装的 C1-M-AV1 型标准船“挪玛蒂号”（后改名为“甲烷先驱者”号）非常成功，天然气委员会和海螺国际甲烷公司于是又订购了两艘专用液化天然气船：“甲烷公主”号和“甲烷前进”号。船上安装了海螺公司的独立式铝液舱，载货量为 27 000m³，于 1964 年被用于阿尔及利亚液化天然气贸易。20 世纪 60 年代末，出现了将液化天然气从阿拉斯加出口到日本的机会，该液化天然气出口贸易于 1969 年开始启动。两艘船的载货量均为 71 500m³，由瑞典制造。20 世纪 70 年代初，美国政府鼓励美国造船厂建造液化天然气船，总共建造了 16 艘。20 世纪 70 年代末和 80 年代初，北极液化天然气船发展迅速，许多项目对此展开了研究。

随着载货能力增加到约 143 000m³，业界开发出一些新的液舱设计，包括 Moss Rosenberg、Technigaz Mark III 和 Gaztransport No.96。

近年液化天然气船的尺寸和载货量增长非常迅速。2005 年以来，卡塔尔液化天然气公司开发了两种新型液化天然气船，即 Q-Flex 型和 Q-Max 型，载货量都在 210 000~266 000m³ 之间，并且安装了再液化装置。图 4.2 简要说明了 1965 - 2006 年间液化天然气船的建造数量，显然近年来液化天然气船的数量在不断增长。

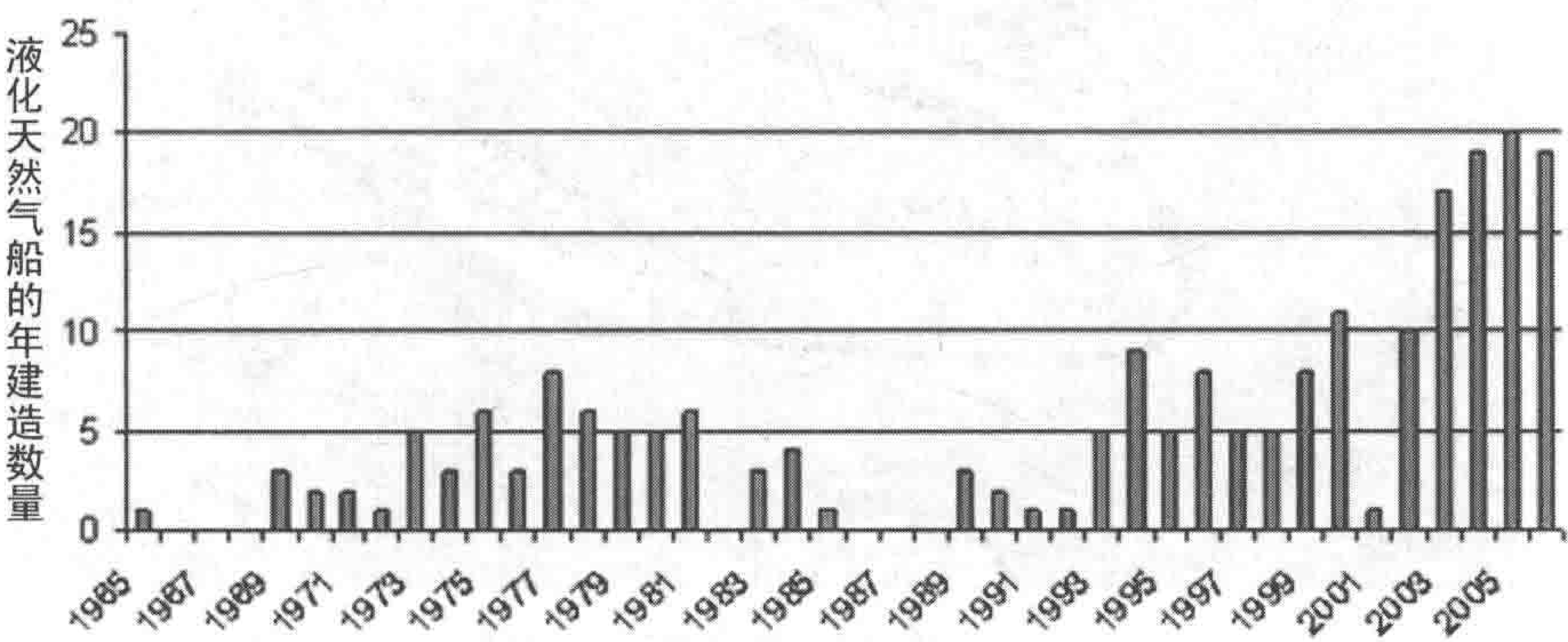


图 4.2　1965-2006 年间液化天然气船的建造数量 [12]

据 Golar LNG Partners 公司介绍，2012 年 6 月有 72 艘在建液化天然气船。目前正在建造的液化天然气船的载货量大多在 120 000~140 000m³ 之间，但也有高达 260 000 m³ 的。

20 世纪 80 年代以来，日本和韩国逐渐成为第一和第二大液化天然气进口国，

日本和韩国造船厂从欧洲造船厂引进了自支撑型液化天然气船和薄膜型液化天然气船的建造技术和专利，并分别在20世纪80年代初和90年代初开始建造液化天然气船。随着日本和韩国造船厂建造的液化天然气船数量不断增加，欧洲造船厂的市场份额越来越小。从2001年至2006年10月共有89艘液化天然气船完工，其中韩国造船厂建造了55艘，日本造船厂建造了22艘。显然液化天然气船的建造中心已经从欧洲和美洲转移到了亚洲。

截止2011年底，参与远洋运输液化天然气的船舶共有359艘。

4.3 典型货运周期 Typical Freight Cycle

液化天然气的典型货运周期应该遵循7个步骤，这些特定步骤包括：无气→惰化→充气→冷却→装货→运输→卸货→无气。典型货运周期的简单介绍如图4.3所示。

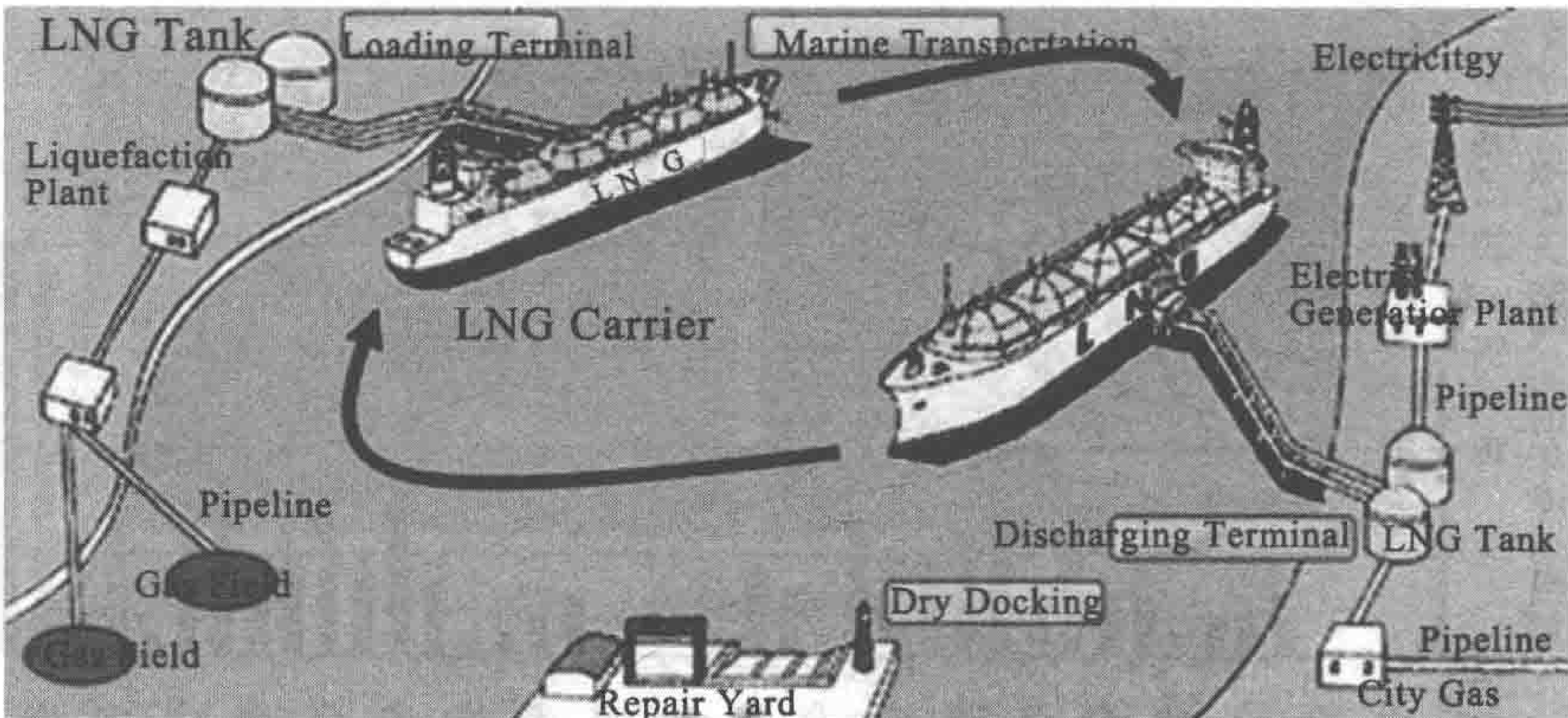


图4.3 典型货运周期[13]

4.3.1 惰化 Inerting

典型货运周期始于液舱处于“无气”状态，即液舱充满空气，可以对液舱和

泵进行维护。货物不可直接注入液舱，因为存在氧气，会在液舱中形成爆炸性气体环境，而且注入 -162 ℃液化天然气可导致温度迅速发生变化，这也会对液舱造成损害。因而首先必须对液舱进行“惰化”，以消除爆炸风险。惰性气体装置在空气中燃烧柴油以生成二氧化碳（CO_2），并将二氧化碳注入液舱直至氧气含量低于 4%。然后船舶进入港口进行“充气”和“冷却”，此时仍然不可将货物直接注入液舱，因为CO_2会凝固并对泵造成损害，而冷冲击也会损害液舱中的泵管。

4.3.2 充气
Gas-up

在这一步，液态天然气通过喷液管注入船上的主气化器，气化器可以将天然气从液态变为气态。然后天然气在加热器中被加热至约 20℃，并注入液舱以替换“惰性气体”。这个过程一直持续到液舱中的 CO_2 全部被排出。开始时可将惰性气体（IG）排入大气，一旦碳氢化合物含量达到 5%（甲烷的燃烧范围下限），则需使用大功率压缩机将惰性气体通过管道和歧管连接送往岸上。随后岸上接收站点燃这种蒸汽，以避免大量碳氢化合物聚集引发爆炸。船舶完成充气和加热后，液舱仍然为环境温度并充满甲烷，下一步是冷却。

4.3.3 冷却
Cool-down

液态天然气通过喷头喷入液舱，然后气化并开始冷却液舱。多余天然气被再次送往岸上，重新液化或由火炬塔燃烧。一旦液舱达到 −140℃，就可以准备装货。

4.3.4 装货
Bulk Loading

开始装货后，即可从岸上储罐将液态天然气泵送至船舶液舱，排出的天然气需通过大功率压缩机送往岸上。通常装载至液舱容积的 98.5%（虑及货物的热膨胀 / 收缩）。

4.3.5 运输
Voyage

然后船舶可以驶往卸货港口。航行过程中可以采用各种蒸发气体管理方法，根据船舶设计，蒸发气体可在锅炉中燃烧并为推进系统提供蒸汽，也可重新液化并送回液舱。

4.3.6 卸货
Discharge

到达卸货港口后，即可用泵将货物送到岸上。液舱排空后，用岸上泵送的气体或用气化器气化部分货物来充满液舱空间。船舶上的货物可以尽量排空，最后剩余的货物可用喷管泵排出；也可在液舱里保留一些货物作为“剩余液”。如果所有货物均被泵送到岸上，则在空载返回时液舱温度将升高至环境温度，船舶重新回到充气和加热状态，可以再次冷却装货。

4.3.7 无气
Gas Free

如果船舶回到无气状态，则必须使用加热器加热并循环气体，使液舱温度升高。液舱被加热后，即可用惰性气体装置清除液舱中的甲烷。排出液舱中的所有甲烷后，惰性气体装置转而用干燥空气清除液舱中的所有惰性气体，直至液舱环境满足安全工作的要求。

4.4 液舱系统
Containment Systems

目前新造船舶使用 5 种液舱系统，两种是自支撑型，另外三种是薄膜型，专

利权属于 Gaz Transport & Technigaz 公司（GTT）[11]。

表 4.1 对棱型液舱、球型液舱和薄膜型液舱液化天然气船进行了简单比较。从表中可以看出，与球型液舱和薄膜型液舱相比，棱型液舱的优点是易于操作、无需进行不同压力控制以及内部船体和货物船体之间的设计处理方法比较简便。

表 4.1　棱型液舱、球型液舱和薄膜型液舱液化天然气船的比较

比较内容	棱型液舱	球型液舱	薄膜型液舱
尺寸	紧凑	较大	紧凑
船舶重量	较轻	最重	较轻
液舱数量	最少	较多	较多
气化率	0.05%/ 天	0.08%/ 天	GT ≥ 0.1%/ 天
甲板空间	完全不受限制	受到限制	不受限制
任意装载	可以	可以	不可以
航行	容易	困难	容易
压力控制	容易	复杂	最复杂
温度控制	容易	复杂	复杂
无法泵送的液体量	3 m^3/ 液舱	6 m^3/ 液舱	200~400 m^3/ 液舱

两种不同的薄膜型储存系统取代自支撑型储存系统已经成为趋势。图 4.4 简要说明了 2005–2010 年间液化天然气船液舱系统的订购情况。从图中可以看出薄膜型液舱占 85%，球型液舱次之，为 13%，其他类型仅有 2%。

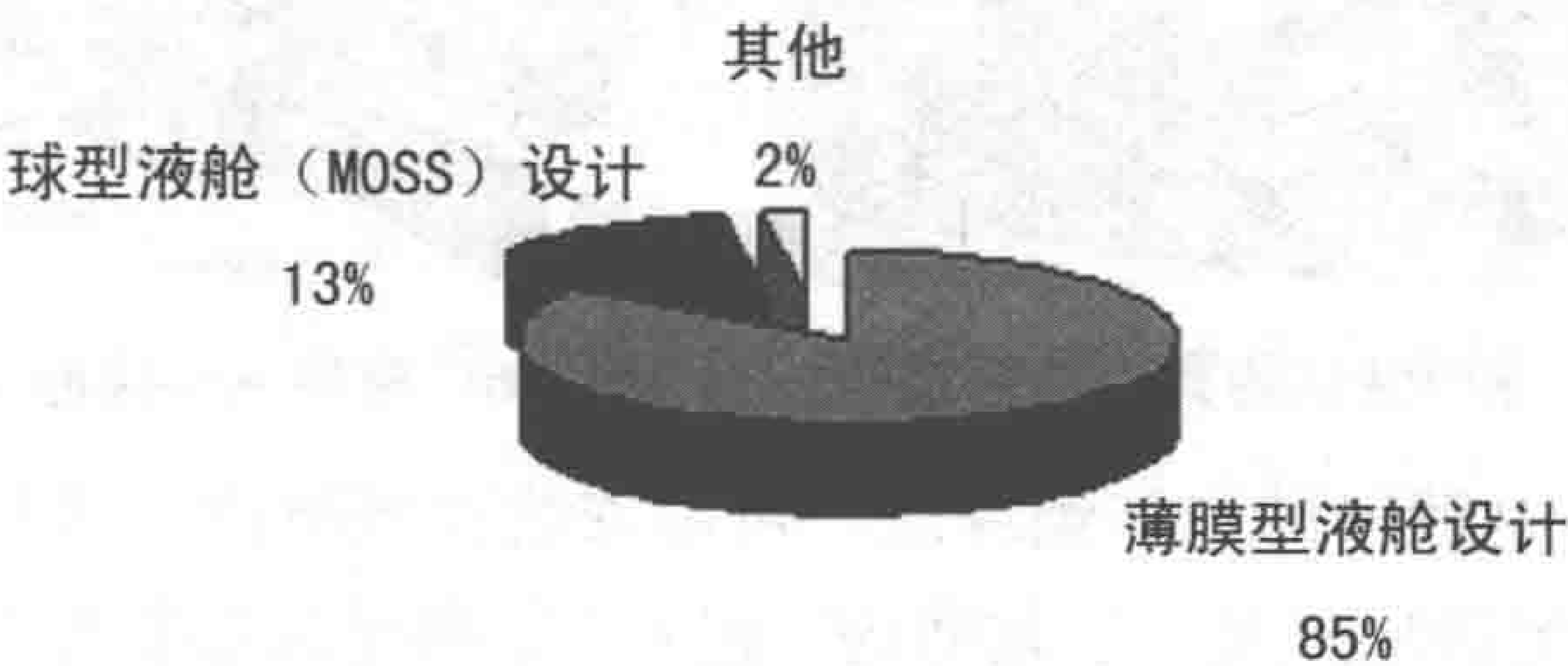


图 4.4　液化天然气船液舱系统订购情况（船舶数量）(2005–2010)[12]

这主要是由于棱型薄膜液舱能够更有效地利用船体形状，在液舱和压载舱之间的无用空间更小。因而与载货量相同的薄膜型液舱设计相比，采用球型液舱设计的船舶通过苏伊士运河的费用要高得多。但自支撑型液舱更坚固，承载晃荡作用力的能力更强。对于恶劣天气是主要影响因素的海上储存而言，将来可以考虑

采用自支撑型液舱。

以下章节将对自支撑型液舱和薄膜型液舱分别予以详细介绍。

4.4.1 自支撑型 Self-supporting Type

自支撑型液化天然气液舱系统有两种类型，即球型液舱（球型 IMO B 类液化天然气液舱）和棱型液舱（棱型 IMO B 类液化天然气液舱）。

4.4.1.1 球型液舱（球型 IMO B 类液化天然气液舱） Moss Tanks (Spherical IMO Type B LNG Tanks)

挪威公司 Moss Maritime 拥有这种球型液舱设计。大多数球型液舱液化天然气船有 4 或 5 个液舱。图 4.5 和 4.6 是球型液舱的典型内部结构和典型球型液舱液化天然气船：

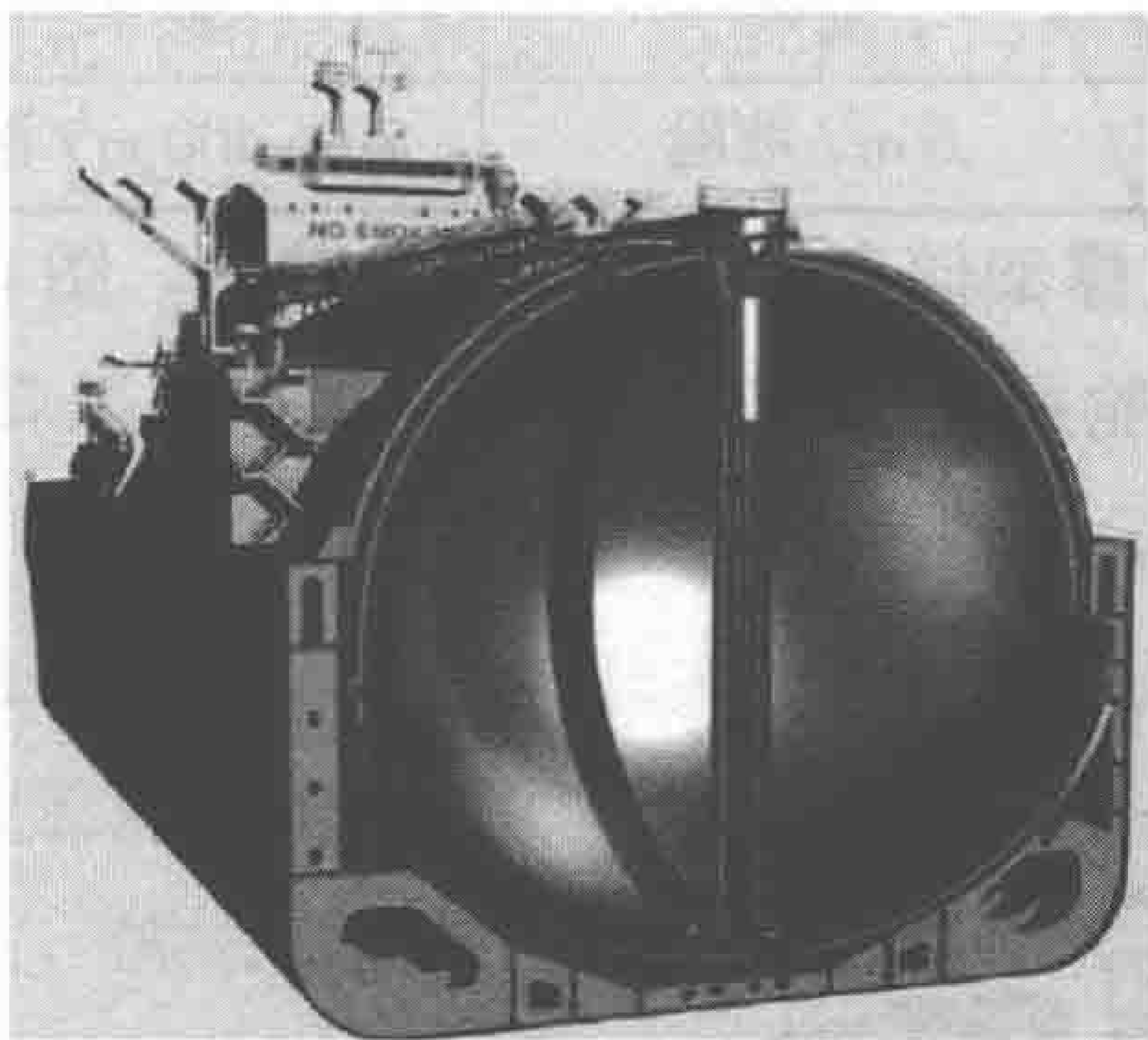


图 4.5　球型液舱的典型内部结构

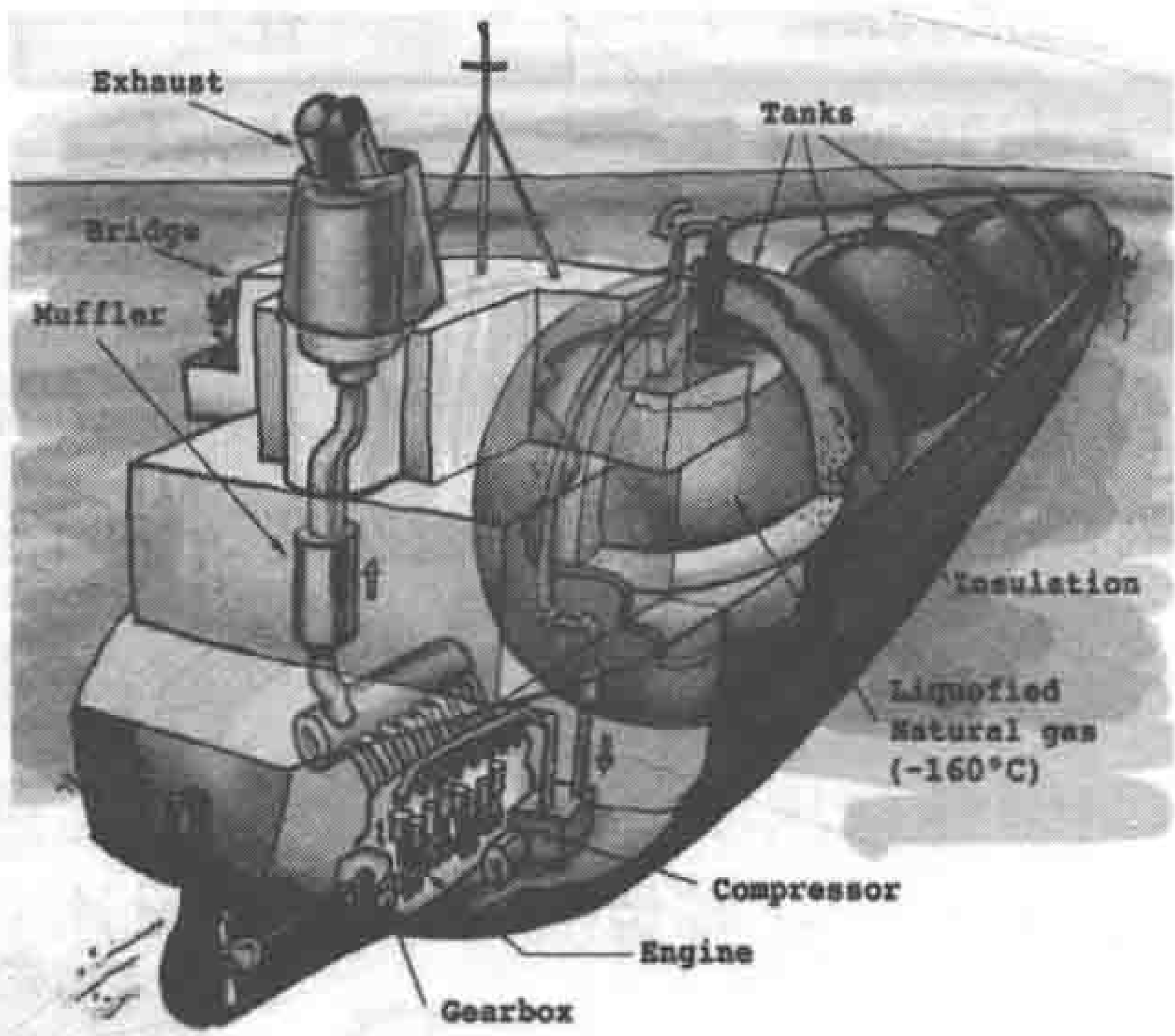


图 4.6　典型球型液舱液化天然气船

液舱外部是较厚的泡沫绝缘层，可以安装在板格内或采用更现代的设计包绕在液舱上。绝缘层外是一层较薄的“锡箔”，使绝缘层在氮气氛中保持干燥。必须经常检查氮气氛，如果发现甲烷就说明液舱发生了泄漏。每隔约 3 个月应定期检查液舱外部，发现冷点就说明绝缘层出现破损。

围绕液舱的水平环为其提供支撑，水平环则由大型圆基座支撑，并将液舱重量传递至船舶结构。基座可以承受液舱在冷却和加热作业时的膨胀和收缩。冷却和加热过程中液舱会膨胀或收缩约 2 英尺，因而所有管系都从液舱顶部进

入，并通过挠性波纹管与船舶管道连接。

每个液舱内部都有一组喷头，喷头沿着水平环方向安装，用于将液态天然气喷到液舱壁上以降低温度。

4.4.1.2 棱型液舱（棱型 IMO B 类液化天然气液舱）

IHI (Prismatic IMO Type B LNG Tanks)

自支撑棱型 B 类（SPB）液舱由石川岛播磨重工业株式会社开发，目前仅有两艘船使用了 SPB 液舱系统。

SPB 液化天然气液舱采用 5083 合金（含 4.5% 镁的铝合金）作为制造材料，因为这种合金强度很高，焊接性好。棱型液舱结构易于在船体中安装，船舶甲板也可以更为平整。

薄膜型液化天然气液舱在晃荡冲击的作用下可能会破裂，导致船体受损，这是 SPB 液化天然气液舱优于薄膜型液化天然气液舱的地方。SPB 液化天然气液舱从未出现过晃荡破裂问题。此外，SPB 液化天然气液舱还能承受内部意外损伤，例如内部设备泄漏。对于薄膜型液化天然气液舱而言这绝对是比较严重的问题，因为已经发生过几起事故。

4.4.2 薄膜型

Membrane Type

Gaz Transport 和 Technigaz 公司（后来合并为 GTT 公司）设计了两种薄膜型液舱系统，其刚度和稳定性需要由船体结构提供。目前已经开发出一种新液舱系统 CS1，兼有两种薄膜型液舱系统的优点。三种液舱系统的共同特点是均采用薄金属材料（0.7~1.5mm）作为液舱的内层，另外还有绝缘板和次屏蔽薄膜，各层和船体都紧密贴合，但是制造材料、制造方法和贴合方法差别很大。

三种液舱系统的简单介绍如图 4.7 所示。

4.4.2.1 GT96

GT96

这是 Gaz Transport 公司的液舱设计。

液舱由主殷钢薄膜和次殷钢薄膜制成。殷钢几乎没有热收缩，因而可以忽

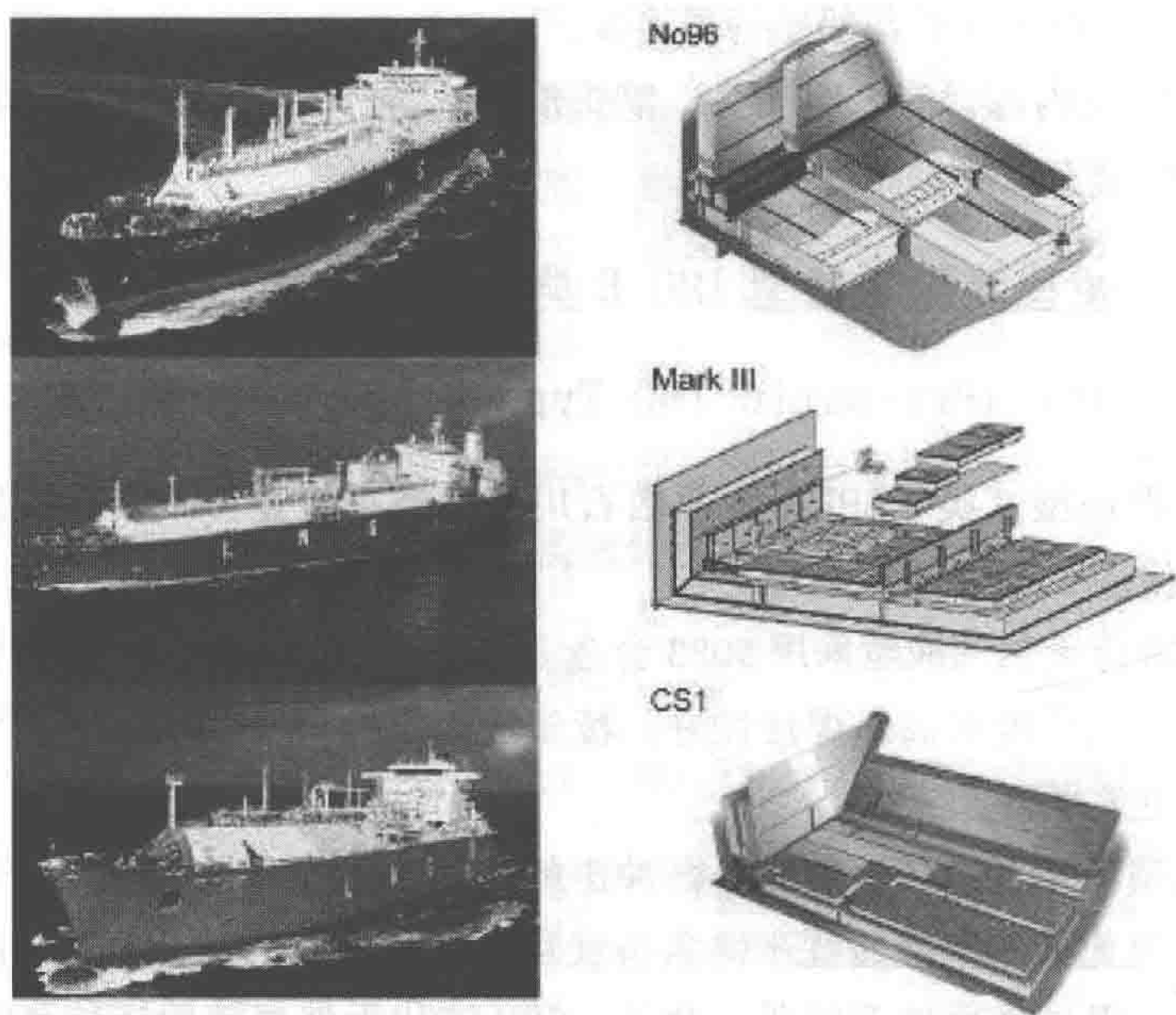


图 4.7　三种薄膜型液舱系统

略收缩产生的压力。殷钢是价格非常昂贵的材料，但其在重量上的优点能够弥补这个缺点。与容积相同的球型液舱相比，GT96 液舱的重量为 400t，而球型液舱重达 4 000t。

绝缘材料要比屏蔽材料更便宜，供应更充足。绝缘层由胶合板箱（200×1 000×1 200mm）制成，里面充填珍珠岩并不断充入氮气。外绝缘层由黏性树脂绳与船体连接，通过合适的连接将载荷传递至船体结构是非常重要的。由于船体外壳并不平整，必须使用不同厚度的黏性树脂绳，确保船体和液舱完全粘合。

通过检测氮气中的碳氢化合物可对两层薄膜的完整性进行不间断监控。NG2 公司提出了一种改进方法，充入氩气而不是氮气作为惰性绝缘气体。氩气的绝缘性能要好于氮气，可以使蒸发气体减少 10%。

4.4.2.2　TGZ Mark III

TGZ Mark III

Technigaz 公司最早提出了这种薄膜型液舱设计。

薄膜由不锈钢制成，价格较低且供应充足。由于热膨胀率较高，不锈钢在温度下降时会明显收缩，因而需将不锈钢制成波纹状，以吸收液舱冷却时的热

收缩。

次屏蔽层由一种被称为“Triplex”的复合材料制成。与 GT96 系统类似，Mark III 系统也设计了两层绝缘层，一层在船体和次屏蔽层之间，另一层在两层屏蔽层之间。

从液舱内部到外部船体共有 5 层，分别为：

（1）主屏蔽层，为 1.2 mm 厚的波纹状不锈钢。

（2）主绝缘层。

（3）次屏蔽层，为 Triplex 薄膜。

（4）次绝缘层。

（5）船体结构。

不锈钢板的尺寸为 1.2 × 3 000 × 1 000mm，通过自动氩弧焊进行焊接。最初复杂区域需要手工焊接，但随着特种用途机器的发展，尤其是在日本，几乎所有焊接工序都可以由机器人完成。

建造过程中，必须首先将螺丝焊接到船体上，用于固定尺寸为 300 × 3 000 × 1 000mm 的聚氨酯泡沫板，板上包覆树脂绳，可以将板固定在船体上，确保船体和板紧密贴合。板上的螺丝孔需用聚氨酯泡沫填充，板之间的空隙用纤维绝缘材料填充，在铺放 Triplex 屏蔽层前应确保绝缘板保持平整。Triplex 屏蔽层上再粘合一层由胶合板贴边的聚氨酯泡沫板，然后在其上固定波纹状不锈钢板，并焊接成密封液舱。

4.4.2.3　CS1

CS1

CS1 即一号整合系统，由目前已经合并的 GGT 公司设计，采用了 Mark III 和 GT96 系统的最好部件。主屏蔽层由 0.7mm 殷钢制成，次屏蔽层由 Triplex 制成。主绝缘层和次绝缘层均由聚氨酯泡沫板构成。有一家造船厂采用 CS1 技术建造了三艘船，但其他造船厂仍然继续使用 Mark III 和 GT96 技术建造船舶。

4.5 液化天然气船的结构设计 Structural Design of the LNG Carrier

4.5.1 液化天然气船的最大极限状态（ULS）设计 ULS (Ultimate Limit State) Design of the LNG Carrier

4. 5. 1. 1 液化天然气船船体梁的设计 Design of the LNG Carrier Hull Girder

1. 设计原则

当液化天然气船承载最大纵向弯曲应力时，其船体梁的最大极限状态承载力主要由船体梁顶部和底部翼缘板的屈曲和屈服承载力决定。所考虑截面的加筋板格屈曲承载力取决于：

（1）板和加强筋的结构布置和尺寸。

（2）与加强筋平行的应力。

（3）与加强筋垂直的应力（通常为由横向框架弯曲产生的横向应力和顶部侧向载荷产生的垂直应力）。

（4）剪应力。

（5）侧向压力。

运营状态下船体梁的抗弯承载力必须符合：

$$\gamma_s M_s + \gamma_w M_w \leqslant M_g / \gamma_m \tag{4.1}$$

运营状态下船体梁的抗剪承载力必须满足：

$$\gamma_s Q_s + \gamma_w Q_w \leqslant M_g / \gamma_m \tag{4.2}$$

式中：

M_g 为船体梁的特征抗弯矩能力；M_s 为基于实际货物和压载情况的特征静水弯矩；M_w 为基于年超越概率为 10^{-2} 的特征波浪弯矩；Q_g 为船体梁的特征抗剪能力；Q_s 为基于实际货物和压载情况的特征静水剪力；Q_w 为基于年超越概率

为 10^{-2} 的特征波浪剪力；γ_m 为材料系数；γ_s 为静水载荷（固定载荷 + 可变功能性载荷）的载荷系数；γ_w 为环境载荷系数。

根据 DNV-RP-C102，表 4.2 给出了用于液化天然气船船体梁最大极限状态承载力检查的分项载荷系数。

表 4.2　分项载荷系数

载荷组合	载荷类型	
	静水载荷	环境载荷
a	1.2	0.7
b	1.0	1.15

2. 设计波浪

为了确定液化天然气船船体梁截面的设计载荷，可采用设计波浪法。必须将纵向整体和局部应力与横向应力和剪应力结合起来，还应包括侧向压力在板格上产生的应力。

应该使用与静水载荷和波浪条件最不利组合相对应的实际外部压力和内部压力，从一致载荷中获取这些应力。为了得到一致载荷需定义设计波浪。

"等效"规则设计波浪可定义为针对特定响应参数，长期响应水平值保持恒定的规则波浪。就液化天然气船的最大极限状态而言，长期临界设计响应水平应根据重现期为 100 年的北大西洋环境条件予以确定。设计波浪的波幅可表达为

$$H_D = \frac{Long-term-response}{RAO} \tag{4.3}$$

式中：

H_D 为设计波幅。

总之，载荷是在能够使传递函数达到最大值的波浪周期和波浪方向条件下进行传递。对于极限"船头浪条件"，重现期为 100 年的船体中部垂直弯矩 M_{Wv100} 是最重要的载荷效应。

使响应传递函数 M_{Wv} 达到最大值的波浪就是规则设计波浪。针对特定重现期，所选择的规则设计波浪的波幅 H_D 可以使传递函数在设计波高时的响应值等于长期极限波幅，即

$$H_D = \frac{M_{Wv}}{RAO_{M_{Wv}}} \tag{4.4}$$

有些情况下，该方法会导致规则设计波浪的陡度过大：

$$S = 2 \cdot \frac{H_D}{\lambda_D} > approx. \frac{1}{7} \tag{4.5}$$

当传递函数的曲线出现钝峰时会发生这种现象，因而所选择的波长应略大于使传递函数达到实际最大值的波长，并使用新波长值重新计算。

静水载荷需与相应的设计水动力载荷结合起来，这样就得到了同时作用于船舶的一组载荷。然后可将这些载荷作为设计载荷用于评估液化天然气船的强度，以保证设计中载荷的一致性。作为保守方法，忽略了不同响应的相位角并使用了最大值。

3. 整体载荷条件

对液化天然气船船体梁进行承载力检查时将最大极限状态组合用于整体载荷条件。所选择的这些载荷条件可以分别在底部和甲板使船体梁产生最大纵向弯曲压缩应力。

1）载荷条件 1：最大中拱状态

“最大中拱状态”载荷条件旨在将静水条件（通常为压载条件）和设计波浪的位置结合起来，二者均会在横截面中性轴下方产生最大纵向压缩应力。极限中拱状态条件为船头浪条件，但允许条件发生一些变化。典型值为 15 度或 30 度。

极限载荷条件可概述如下：

（1）船头浪条件（即 180 度）。

（2）速度：0 节。

（3）极限静水中拱状态，需包含可能性最大的上部载荷整体分布。

（4）长峰波浪。

（5）环境载荷的重现期为 100 年。

（6）基于散布图的环境载荷（北大西洋）。

2）载荷条件 2：最大中垂状态

“最大中垂状态”载荷条件旨在将静水条件（通常为完全加载条件）和设计波浪的位置结合起来，二者均会在横截面中性轴上方产生最大纵向压缩应力。极限中垂状态条件为船头浪条件，但与载荷条件 1 相同，允许条件发生一些变化。

极限载荷条件可概述如下：

（1）船头浪条件（即 180 度）。

（2）速度：0 节。

（3）极限静水中垂状态，包含可能性最大的上部载荷整体分布。

（4）长峰波浪。

（5）环境载荷的重现期为 100 年。

（6）基于散布图的环境载荷（北大西洋）。

波浪导致的线性响应通常为：

（1）垂直弯矩。

（2）整体剪力。

（3）外部波浪压力分布。

（4）加速度（导致内部液舱压力）。

（5）整体轴向力。

（6）扭矩（如若相关）。

4. 应力的结合

为了进行 最大极限状态弯矩承载力检查，整体应力和局部应力都必须结合起来。通常总纵向设计应力可表达为

$$\sigma_{x,\text{total}} = \sigma_{x,\text{global}} + \sigma_{x,\text{local}} \tag{4.6}$$

总横向设计应力为

$$\sigma_{y,\text{total}} = \sigma_{y,\text{global}} + \sigma_{y,\text{local}} \tag{4.7}$$

总设计剪应力为

$$\tau_{\text{total}} = \tau_{\text{global}} + \tau_{\text{local}} \tag{4.8}$$

为了在计算设计应力时使用最大极限状态分项载荷系数，必须分别针对静态载荷和动态载荷计算整体应力和局部应力。

1）纵向应力

总纵向设计应力需考虑以下应力分量：

$$\sigma_{x,\text{total}} = (\sigma_{\text{v}} + \sigma_{\text{h}} + \sigma_{\text{t}} + \sigma_{\text{a}} + \sigma_{\text{ve}})_{x,\text{global}} + (\sigma_2 + \sigma_{v2} + \sigma_{a2})_{x,\text{local}} \tag{4.9}$$

式中：

σ_v为船体梁名义垂直弯曲应力。

$$\sigma_{\text{v}} = \frac{\gamma_{\text{s}} \cdot M_{\text{s}} + \gamma_{\text{w}} \cdot M_{\text{w}}}{Z_i} \tag{4.10}$$

式中：

Z_i 为所考虑横截面 (i) 的截面模量，其他符号已经在上一节中引入，σ_{h} 为船体梁名义水平弯曲应力。

$$\sigma_h = \frac{\gamma_w \cdot M_w}{Z_i} \tag{4.11}$$

式中的符号已经在上一节中引入。

σ_a 为船体梁端部压力产生的名义轴向应力。

$$\sigma_a = \frac{\gamma_s \cdot F_{as} + \gamma_w \cdot F_{aw}}{A_i} \tag{4.12}$$

式中：

F_{as} 为船体端部压力产生的特征静水轴向力；F_{aw} 为基于年超越概率为 10^{-2}（100 年）的特征波浪轴向力；γ_s 为静水载荷的载荷系数；γ_w 为环境载荷系数；A_i 为基于所考虑横截面（i）处总厚度的横截面面积；σ_{ve} 为端部压力产生的船体梁名义垂直弯曲应力；σ_2 为双层船底或双层船侧的名义二次弯曲应力；σ_{v2} 为作用于液舱表面的侧向压力产生的船体梁名义垂直二次弯曲应力；σ_{a2} 为作用于液舱表面的侧向压力产生的名义轴向二次应力。

2）横向应力

船体梁板格上的名义横向应力由横向框架弯曲和外部 / 内部压力产生的横向轴向力所致。

船底板相当于横向框架的翼缘板，在跨度中部会受到横向压缩应力的作用，这可以代表最大极限状态承载力检查中横向框架弯曲所产生的横向应力。

3）剪应力

根据经验，船体“1/4 长度”处的抗剪承载力必须在设计中尽早予以考虑，上部载荷的影响也必须包含在内。主要原因是：

（1）通常在货物区域两端静水剪力和波浪剪力最大。

（2）在货物区域两端，纵舱壁 / 船侧的尺寸通常会减小或完全缩减。

（3）船体梁波浪弯矩和波浪剪力几乎是同相的。

（4）纵摇加速度导致上部载荷的剪应力和垂直应力通常要大于船体中部区域的剪应力和垂直应力。

式中：

τ_{global} 为整体剪力的总名义设计剪应力；

τ_{local} 为局部效应的总名义设计剪应力。

$$\tau_{global} = \frac{\gamma_s \cdot Q_s + \gamma_w \cdot Q_w}{t} \cdot q(Fz1) \tag{4.13}$$

Q_s 为基于实际货物和压载情况的特征设计静水剪力；

Q_w 为基于年超越概率为 10^{-2}（100 年）的特征波浪剪力；

γ_s 为静水载荷的载荷系数；

γ_w 为环境载荷系数；

t 为所考虑板格的板厚；

$q(Fzl)$ 为通过剪切流动分析（如 Nauticus）得到的剪切流动系数（N/mm），由单位垂直剪力（$Fz = 1$ N）产生。

通常通过货舱有限元分析或局部有限元分析推导出局部效应的名义剪力。

4.5.1.2　承载力检验

Check of Load-carrying Capacity

1. 一般原则

最大极限状态承载力检验包括屈服承载力和屈曲承载力检验。屈服检验可表达为

$$\sigma_{ed} \leqslant \frac{1}{\gamma_m} f_y \tag{4.14}$$

式中：

σ_{ed} 为设计 Von Mises 等效应力（包括载荷系数）；

γ_m 为材料系数 = 1.15；

f_y 为材料的特征屈服强度。

对于应力局部集中的区域，例如支架焊趾和其他支架内的受限区域，其应力可能会明显超过屈服极限。这意味着将会发生屈服，但如果屈服范围受到周围结构受迫变形的限制，则视为可以接受。因而一般可以假定，在发生明显几何变化的区域，如果附近构件没有出现塑性变形机制，那么局部线性峰值应力可能会超过上述屈服应力标准，并且能避免局部屈曲。

根据挪威船级社入级附录 30.1：屈曲强度分析，可以计算出不同板格的屈曲承载力。对于加筋板格，应该检验双轴应力和侧向压力的影响，而加筋平板则应检验其屈曲情况。加强筋一般为纵向排列，这是最主要的压缩载荷方向。加强筋由更重、间距更大的横梁提供支撑。较大的梁腹板也可视为并设计为加筋板。

纵梁和舱壁也能为上部设备提供支撑，例如上部模块等。在这种情况下，结构会同时受到纵向和横向压缩应力的作用。

根据载荷情况和材料系数，加筋板格应设计为能够承载作用于其上的载荷。如果加筋板格关于板平面呈几何对称，则对于板导致的失效和加强筋导致的失效都必须进行检验。

梁的总弯曲屈曲一般可以忽略，否则就必须对正交加筋板格进行强度检验。可以将梁作为加筋板格来评估其强度。如果梁承载了上部载荷产生的高应力，则可将其作为加筋板格予以评估。

大型加筋支架的屈曲承载力可根据挪威船级社入级附录 30.1：屈曲强度分析进行计算。

如果非线性强度评估法采用了得到认可的技术，那么也是可以使用的。在这种情况下，必须虑及几何缺陷并认真评估残余应力和边界条件。模型应能反映所有相关屈曲模式及模式之间的不利相互作用。

2. 船体梁弯矩承载力检验

需针对 4.5.1.1 节定义的载荷条件 1 和 2 进行船体梁承载力检验。为了计算船体梁截面内每个板格的屈曲承载力，应采用 4.5.1.1 节定义的应力。这意味着船体横截面承载的应力必须在材料弹性范围之内。需对横截面内的每个纵向板格进行容许屈服（von Mises 等效应力）承载力检验和容许屈曲承载力检验。

3. 船体梁抗剪承载力检验

任意截面的整体抗剪承载力可由下式表达：

$$Q_g = \sum_j \tau_{cr_j} \cdot A_{p_j} \tag{4.15}$$

式中：

A_p 为剪切单元内的板格面积（仅指板的面积）；τ_{cr} 为临界剪应力。取以下较小值：

（1）对应于临界屈曲承载力的板格特征剪应力。

（2）对应于板格屈服承载力的板格特征剪应力。

j 包含纵向剪切单元内的所有板格。

整体抗剪承载力的考虑方法与弯矩承载力检验略有不同。每个整体剪切单元均需分别予以考虑，例如船侧、内侧和纵向舱壁。假定整体单元之间剪力分布不会发生变化，但针对单元内的总剪力，可以充分利用每个整体单元。整体剪切单元承载的总剪力可通过对横截面进行剪切流动分析得到。

应注意的是必须检验板格的屈服承载力和屈曲承载力。二者中取较小者用作“与屈服或临界屈曲相关的最大剪应力”。当面内应力分量都处于压缩状态

时，大部分屈曲规范（例如挪威船级社入级附录 30.1）均要求进行屈服检验和屈曲检验。但如果仅有一个应力分量处于拉伸状态，则必须单独进行屈服检验，屈曲检验时需将拉伸分量设置为零。

4.5.2 液化天然气船的疲劳设计 Fatigue Design of the LNG Carrier

就液化天然气船的疲劳设计而言，可考虑由两个不同阶段构成的设计周期，即初步设计阶段和疲劳设计阶段。

不同的设计阶段简介如下[1-4]。

4.5.2.1 初步设计阶段 Preliminary Design Phase

初步设计阶段旨在确保液化天然气船的主要船材尺寸在设计上能充分考虑抗疲劳要求，以便订购合适的钢材，避免在后续建造阶段进行成本高昂的改动工作。

船材初始尺寸通常考虑强度（结构承载力）因素，不大关注疲劳承载力要求。水动力载荷至少需基于世界波浪散布图。如果特定地点的波浪数据比世界波浪分布图复杂，则应该予以使用。液化天然气船特定设备 / 模块的质量会改变整体和局部应力范围，因而在分析中必须尽早纳入这些质量因素。

可进行简化疲劳分析，计算出至少四个分段的船材初始尺寸，船体中部区域除外。

舱壁 / 框架的相对挠度和相关名义应力可以通过几种方法予以确定。建议采用梁或壳模型计算名义应力，因为这些模型在“疲劳设计阶段”需要使用，并且还被用于总体强度分析。

4.5.2.2 疲劳设计阶段 Fatigue Design Phase

疲劳设计阶段旨在估算并记录所选择结构细部的疲劳承载力。必须对合理选择的细部进行分析，确保最薄弱的局部细部也能满足疲劳要求。因而筛选分析非常重要，可以确定并选择最容易发生疲劳的区域进一步分析。这个阶段结束后，应该对船体的疲劳性能有了全面了解。

疲劳设计阶段的典型疲劳计算包括：

对至少 5 个船舶分段进行基于载荷分量的疲劳分析。水线处的动态波浪压力计算结果应作为选择横截面的基础。必须至少对横向舱壁的一个截面进行分析。

为了确保未分析区域的疲劳寿命也能符合要求，应采用整体或部分船舶模型进行疲劳筛选。

对于没有合适几何应力集中系数 K 的疲劳敏感区域，有必要利用应力集中模型进行疲劳计算。需要采用这种计算的典型情况是加强筋与横向框架 / 舱壁的连接柄。

应通过所考虑区域的梁或壳单元模型确定舱壁 / 框架的相对挠度和相关名义应力。

为了深入了解液化天然气船的船体疲劳性能，需要对许多细部进行疲劳计算。必须将分析重点放在筛选上。疲劳设计人员可以采用几种方法，这些方法的复杂程度和所需信息各不相同。在这个阶段应该已经完成了水动力和货舱（三个货舱）有限元分析，可以更全面地了解船体的疲劳性能。

根据细部类型，本阶段可以采用三种初步疲劳分析方法，确定应该对哪里进一步计算。对于横向框架角撑、底边舱折角处和纵梁连接等，可将单位载荷施加于货舱有限元模型以确定热点位置。将单元载荷法和初步设计阶段的结果结合起来，设计人员即可确定需要进一步予以分析的细部。

由于包含了诸如剪滞效应这样的效应，采用整体有限元模型（见图 4.8）所得到的船体梁名义整体应力要比分段船材尺寸法的结果更精确。

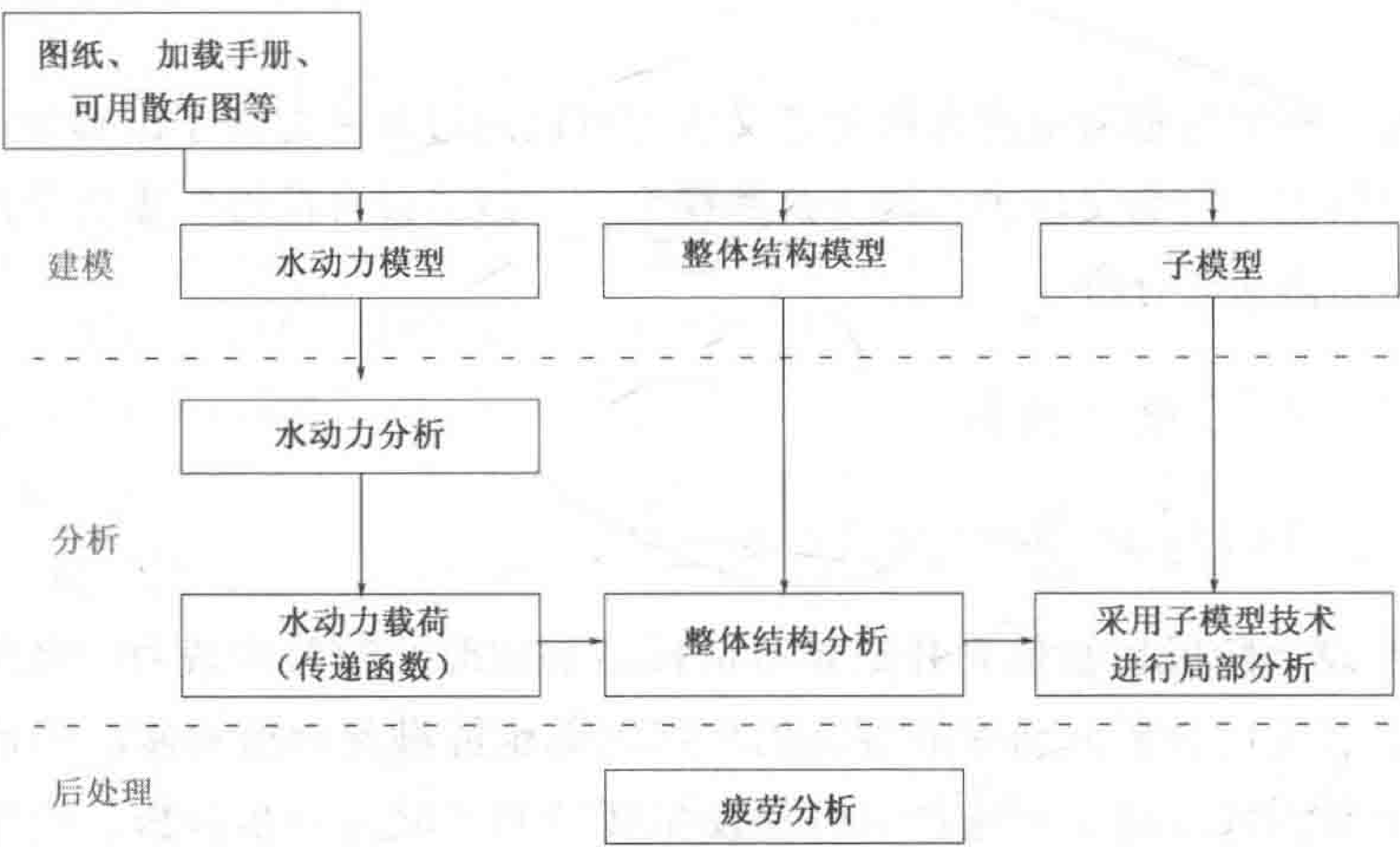


图 4.8　全随机分析程序流程：整体模型

为此可采用类似的部分船舶有限元模型（见图 4.9），尽管获取的剪滞效应可能不如整体模型精确。此外，这些模型还能提供更为精确的相对挠度值，可用于更新与横向舱壁相交的纵向加强筋的名义应力。

载荷分量随机法（见图 4.10）适用于纵向船体构件，例如加强筋、舷侧外板、甲板和船底。为了获取所有载荷效应并降低不确定性，液化天然气船的特殊细部应采用整合模型进行分析。

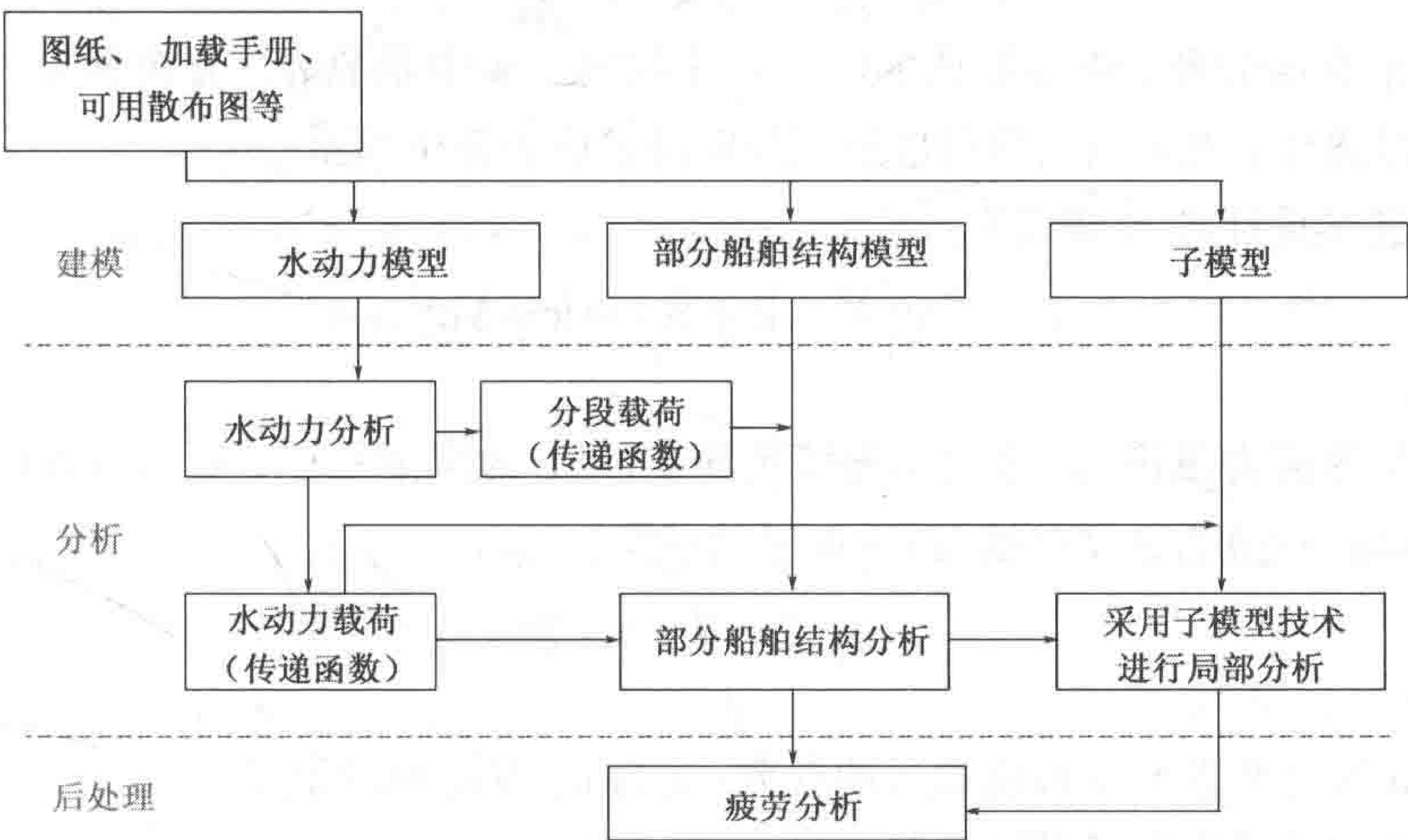


图 4.9　全随机分析程序流程：部分船舶模型

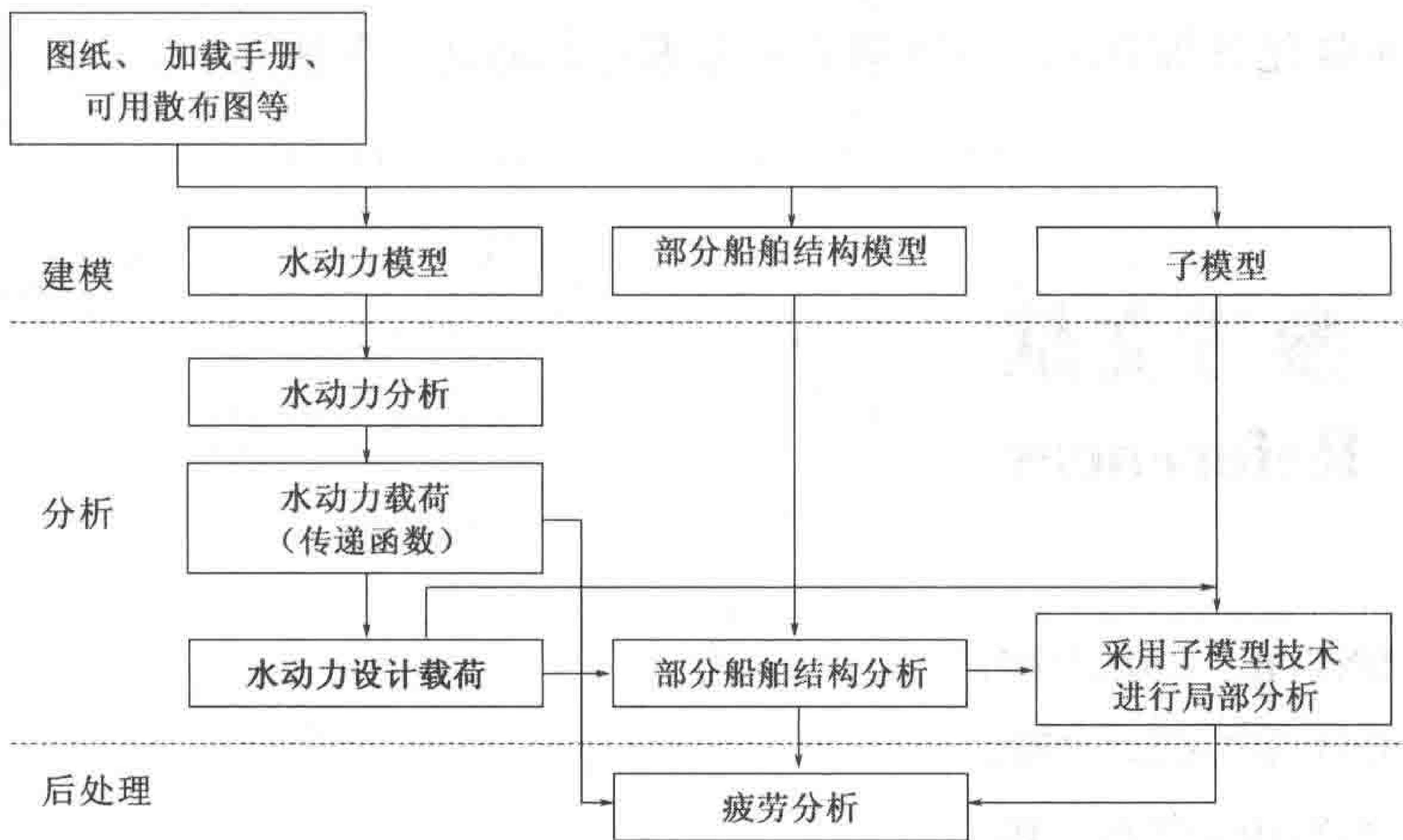


图 4.10　载荷分量随机疲劳分析流程

修正名义应力与应力集中系数相结合，可以得到热点应力。然后可将热点

应力与水动力载荷用于后处理，确定修正疲劳损伤。

应力集中系数（SCF）K 可定义为：

$$K = \frac{\sigma_{\text{hotspot}}}{\sigma_{\text{nominal}}} \quad (4.16)$$

热点应力范围与名义应力范围的关系如下，热点应力范围随后将会与 S-N 曲线一起使用：

$$\Delta\sigma_{\text{hotspot}} = K \cdot \Delta\sigma_{\text{nominal}} \quad (4.17)$$

根据经验和 / 或细部缺少可用的几何应力集中系数 K，有多种应力集中模型可以选择。在项目前期就应根据经验确定应力集中模型。

基本设计 S–N 曲线为

$$\log N = \log \overline{a} - m \log \Delta\sigma \quad (4.18)$$

式中：

N 为应力范围$\Delta\sigma$的预计失效循环数；$\Delta\sigma$为应力范围；m 为 S-N 曲线的负反斜率；$\log \overline{a}$为 S-N 曲线与 $\log N$ 轴的截距。

$$\log \overline{a} = \log a - 2s \quad (4.19)$$

式中：

a 为与平均 S–N 曲线相关的常数；s 为 $\log N$ 的标准偏差。

这些参数的特殊值可参见 DNV–RP–C203。

如果采用载荷分量随机分析无法达到足够的疲劳寿命，则需采用全随机分析进一步强化分析方法。否则就必须考虑对细部进行重新设计。

4.6 参考文献

References

[1] DNV–RP–C102, 2002.

[2] DNV–RP–C203, 2005.

[3] DNV–RP–C206, 2006.

[4] DNV Classification Notes 30.1, 2004.

[5] Han, H. Y., Lee, J., Kim, Y., & Shipbuilding, D. (2002, January). Design development of

FSRU from LNG carrier and FPSO construction experiences. In Offshore Technology Conference. Offshore Technology Conference.

[6] Chun, M. S., Kim, M. H., Kim, W. S., Kim, S. H., & Lee, J. M. (2009). Experimental investigation on the impact behavior of membrane-type LNG carrier insulation system. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 22(6), 901-907.

[7] Wang, B., & Kim, J. W. (2007, January). Strength evaluation of LNG containment system considering fluid-structure interaction under sloshing impact pressure. In ASME 2007 26th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (pp. 545-552). American Society of Mechanical Engineers.

[8] Kim, M. H., Lee, S. M., Lee, J. M., Noh, B. J., & Kim, W. S. (2010). Fatigue strength assessment of MARK-III type LNG cargo containment system. Ocean Engineering, 37(14), 1243-1252.

[9] Steen, E. I. V. I. N. D., Østvold, T. K., & Valsgård, S. V. E. R. R. E. (2001). A new design model for ultimate and buckling strength assessment of stiffened plates. Proceedings of the Eighth Practical Design of Ships and Mobile Units.

[10] Mravak, Z., de Lauzon, J., Chung, Y. S., Diebold, L., & Baudin, E. (2009, January). Strength assessment of membrane LNG tank structure based on direct calculation of structural response. In ASME 2009 28th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (pp. 767-774). American Society of Mechanical Engineers.

[11] http://en.wikipedia.org/wiki/LNG_carrier

[12] http://www.beg.utexas.edu/energyecon/lng/LNG_introduction_08.php

[13] http://www.kline.co.jp/en/service/lng/

[14] http://www.veristar.com/wps/portal/!ut/p/.cmd/cs/.ce/7_0_A/.s/7_0_1C3M/_s.7_0_A/7_0_1C3M?content=veristarinfo,sloshhome

第 5 章　船舶设计和船级中的波浪载荷

Wave Loads for Ship Design and Classification

5.1 引言
Introduction

船舶设计的一个重要问题是计算由波浪导致并作用于船舶结构的载荷。计算此类载荷的困难在于海浪非常没有规律，因而许多技术被研发出来以解决这个问题。这些技术能以数学形式对波浪予以定义并计算作用于船舶的波浪载荷及船舶对载荷的响应。

设计船舶时，需使用船级社提供的公式来计算波浪载荷和船舶响应。但船舶设计师必须对波浪载荷的统计学计算方法所用的理论和技术有一定了解。新型船舶设计除了使用基于规范的公式外，还需对波浪载荷进行大量统计学估算。

本章是海洋结构设计的基础，目的在于：

- 介绍各种海浪谱和波浪统计方法；
- 阐述波浪导致的载荷、砰击载荷和甲板上浪载荷以及船舶的响应；
- 概述根据船级规范计算设计载荷。

关于作用于船舶结构的波浪载荷的更多信息，可参考 Bhattacharyya（1978）、Hughes（1988）和 Jensen（2001）。

5.2 海浪和波浪统计
Ocean Waves and Wave Statistics

5.2.1 概率和随机过程的基本要素
Basic Elements of Probability and Random Process

获取海浪数据需要用到不同的统计和概率要素，因而在介绍波浪载荷前有必要先对统计和概率予以初步介绍。

在统计学中，随机变量 X 是所有可能后果中的一个事件或后果。如果所有可能后果构成一个连续空间，即 $-\infty < x < \infty$ ，并且所有可能事件均在此空间内，

则发生一个事件的概率密度函数即为 X 出现在 x 空间的概率，概率密度函数可表达为 $p_X(x)$。因而在图 5.1 中，X 在 x 和 $x + \mathrm{d}x$ 区间内的概率为 $p_X(x)\mathrm{d}x$。根据该图，平均值可定义为

$$\mu_X = \int_{-\infty}^{\infty} x p_X(x)\mathrm{d}x \tag{5.1}$$

$$\mathrm{Var}[X] = (\sigma_X)^2 = E\left[(X - \mu_X)^2\right] \tag{5.2}$$

统计学的另外一个重要概念是随机过程分布，用于描述随机过程发生的可能性。最常见的随机过程分布是正态分布或高斯分布，典型的高斯分布如图 5.2 所示。高斯分布的最重要特点是其完全可以用两个参数予以说明：平均值μ_x和σ_x^2方差。

构成海况的波浪通常用两个参数说明，即有效波高和峰值周期。这两个参数符合对数正态分布，即其自然对数 $Z = \ln X$ 符合高斯分布。海洋任何一点的水面高程是一个随机变量，符合零均值高斯分布。

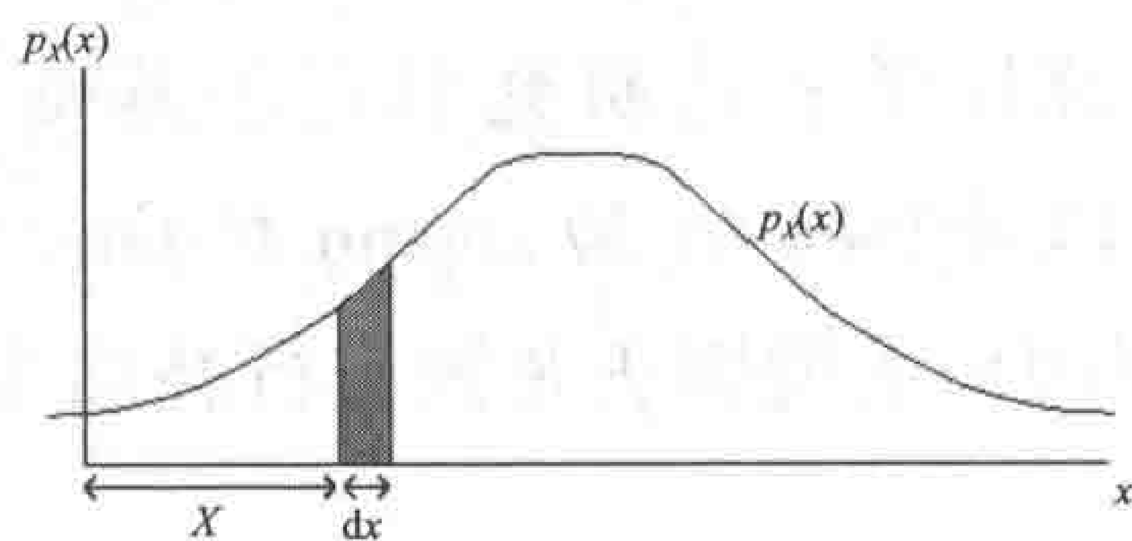


图 5.1　概率密度函数

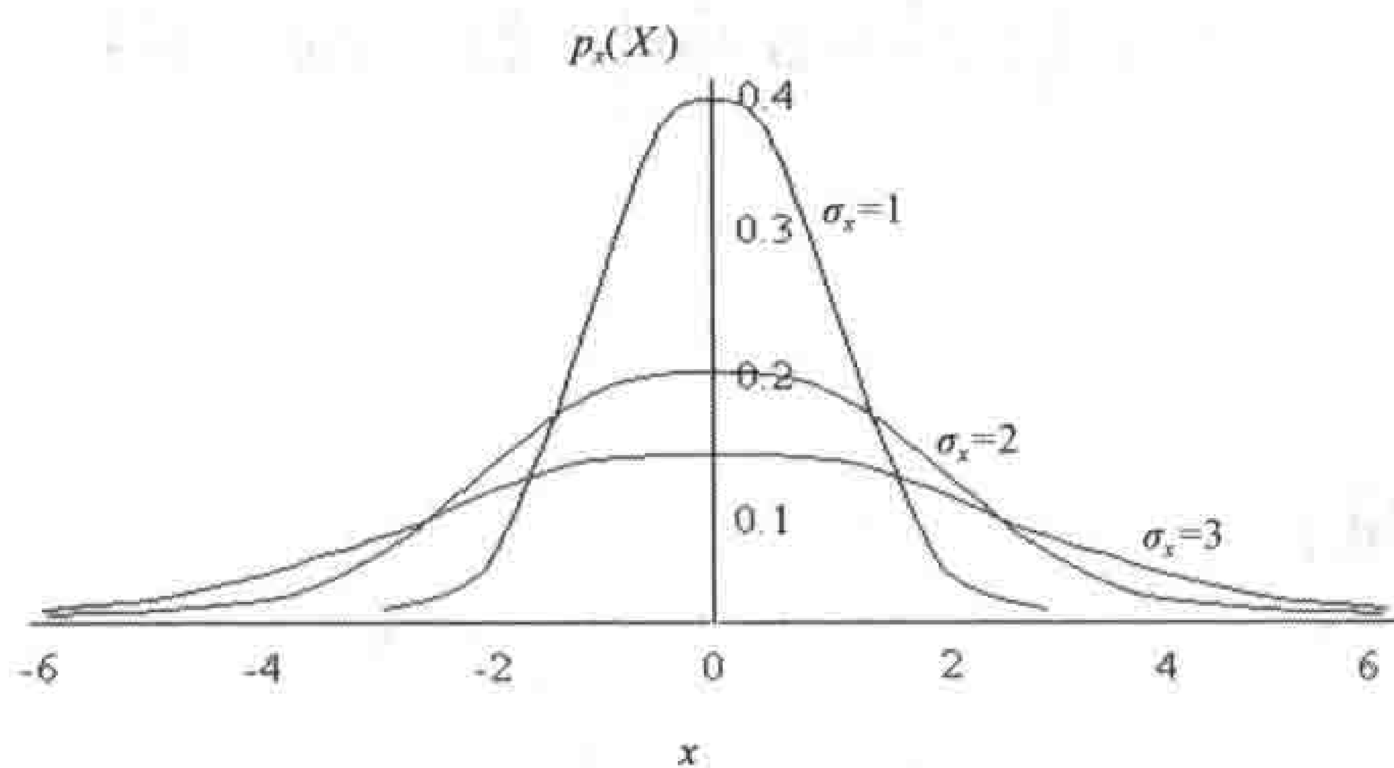


图 5.2　高斯概率密度函数（$\sigma_x = 1, 2$ 和 $3, \mu_x = 0$）

描述海浪的参数属于随机过程，是时间的连续函数。对于同一参数，不同时间的测量值可能大相径庭。因而需针对一段时间内的不同样本采集数据，即用于描述海浪的参数。就数据的有效性而言，确保每个样本均在类似的条件下进行采集是至关重要的。对于海浪，许多不同变量都会影响到诸如海面高程这样的参数，例如风速和风向。为了使不同样本的变量保持相对恒定，需在较短的观测期内采集数据。

如果随机过程的统计特征值不随时间 t 变化，那么该随机过程就是平稳随机过程。平稳过程的平均值和矩都是不变量。海洋数据通常采集自间隔时间为 30

分钟至 3 小时的样本，在此期间数据可视为是平稳的。

定义随机过程样本的平均值有两种不同方法：集合法和时间法。集合平均取一个时间点所有样本的平均值，时间平均则为一段时间内一个特定样本的平均值。就随机过程而言，例如海浪，一段特定时间内单个样本的时间平均值与集合平均值是相同的，这种情况称为遍历随机过程。

本书第 24 章涵盖了更多关于随机变量定义的内容。

5.2.2 海面的统计学表达 Statistical Representation of the Sea Surface

本节介绍如何对海面进行完整的统计学表达。虽然在各种条件作用下海面是随机且非常没有规律的，但已发现这种随机过程可通过一系列相互重叠且有着不同波高、波长、方向及相位的规则波予以精确表达。

三篇文献为海面的统计学表达研究奠定了基础，即 Pierson （1952），St. Denis 和 Pierson （1953）以及 Pierson, Neumann 和 James （1955）。这些文献证明海面可以通过对大量不同频率的规则正弦波进行叠加来表达。典型正弦波可表达如下：

$$\zeta(x,t)=a\sin(-kx-\omega t+\theta) \tag{5.3}$$

式中：

a 为波浪振幅；

$k=2\pi/\lambda$ 为波浪数量；

λ 为波浪高度；

$\omega=2\pi/T$ 为波浪频率；

T 为波浪周期；

θ 为相位角。

Pierson, Neumann 和 James （1955）还提出不规则波的表面高程 $h(x,t)$ 可表达为

$$h(x,t)=\lim_{N\to\infty}\sum_{i=1}^{N}a_i\sin(-k_i x-\omega_i t+\theta_i) \tag{5.4}$$

描述海面有许多不同的方法。Jensen （2001）对海面波浪进行了详细分析。

5.2.3　海浪谱
Ocean Wave Spectra

多年来人们已经收集测量了大量海浪数据，定义船舶航行区域的海况时需要用到这些数据。Hogben, Dacunha 和 Olliver （1986）发布的海浪数据是最全面的海浪数据集之一，列出了被称为 Marsden 区的 104 个海区的数据，覆盖了所有主要航线。

许多不同的方法都能用于表达海洋数据。Bretschneider （1959）提出特定海况的波浪谱可用两个参数予以说明：有效波高（H_s）和波浪的模态频率（M）。波浪的模态频率为峰值频率，在此频率处波浪谱的波高达到最大。Pierson 和 Moskowitz （1964）提出的波浪谱是最常用的波浪谱之一，该波浪谱假定海浪处于深海并已充分发展。对于海岸波浪则可以使用 Hasselman（1973）和 Ewing（1976）介绍的 JONSWAP（北海波浪研究联合计划）谱。

Chakrabarti （1987）对各种波浪谱进行了数学描述，例如：

- Phillips 谱
- Neumann 谱
- Pierson-Moskowitz 谱
- Bretschneider 谱
- ISSC 谱
- ITTC 谱
- 统一形式谱
- JONSWAP 谱
- Scott 谱
- Liu 谱
- Mitsuyasu 谱
- Ochi-Hubble 谱

充分发展波浪的 Pierson-Moskowitz （P-M）谱可解析表达为

$$S(\omega)=\frac{ag^2}{\omega^5}\exp\left[-0.74\left(\frac{\omega V_w}{g}\right)^{-4}\right] \qquad (5.5)$$

式中：

$S(\omega)$ 为谱的纵坐标，单位为 $cm^2 \cdot s$；

g 为重力加速度，单位为 cm/s^2；

ω 为频率，单位为 rad/s；

a= 0.00810

V_w= 风速，单位为 cm/s（海面上方 19.5 m 处）。

Bretschnerder 是双参数族，可单独为周期和波高赋值，可表达为

$$S(\omega)=0.1687H_s^2\frac{\omega_s^4}{\omega^5}\exp\left[-0.675\left(\omega_s/\omega^4\right)\right] \tag{5.6}$$

$$\omega_s=\frac{2\pi}{T_s} \tag{5.7}$$

$$T_s=0.946T_0 \tag{5.8}$$

式中：

T_s 和 T_0 分别为有效波浪周期和峰值周期，H_S 为有效波高。通过修正 P-M 谱，JONSWAP 谱可表达为

$$S(\omega)=\frac{ag^2}{\omega^5}\exp\left[-1.25\left(\omega/\omega_m\right)^{-4}\right]\gamma^{\exp\left[-\frac{(\omega-\omega_m)^2}{2\sigma^2\omega_m^2}\right]} \tag{5.9}$$

式中：

$\gamma=3.3$；

σ= 0.07 ($\omega<\omega_m$) 和 0.09 ($\omega>\omega_m$)；

$a=0.076\bar{x}^{-0.2}$；

$\omega_m=2\pi\frac{3.5\bar{x}^{-0.33}g}{V_{W10}}$

V_{W10} 为海面上方 10 m 处的风速；

$\bar{x}=\frac{gx}{V_{W10}^2}$；

上述公式中的 x 为浪区。

Ochi 六参数谱是表达风暴中海浪发展所有阶段的更好方法（Ochi, 1978），其基本表达式为

$$S(\omega)=\frac{\left(\frac{4\lambda+1}{4}\omega_m^4\right)^{\lambda}H_s^2}{4\Gamma(\lambda)\omega^{4\lambda+1}}\exp\left[-\frac{4\lambda+1}{4}\left(\omega_m/\omega\right)^4\right] \tag{5.10}$$

式中：

$\Gamma(\lambda)$ 为伽玛函数，参数 H_s 为有效波高，λ 为形态参数。当 $\lambda=1$ 时 Ochi 六参数谱即简化为 Bretschnerder 谱。通过增加两种波形，Ochi （1978）得出六参数谱公式：

$$S(\omega)=\sum_j \frac{\left(\frac{4\lambda_j+1}{4}\omega_{mj}^4\right)H_{sj}^2}{4\Gamma(\lambda_j)\omega_j^{4\lambda_j+1}}\exp\left[-\frac{4\lambda_j+1}{4}(\omega_{mj}/\omega)^4\right] \quad (5.11)$$

式中：

$j=1, 2$ 分别代表低频波浪成分和高频波浪成分。可确定尺度参数 H_{s1}、H_{s2}、ω_{m1}、ω_{m2}、λ_1 和 λ_2 的值以尽量减少与特定观测谱的差别。

图 5.3 对不同参数（H_S 和 T_P 不变）的 Bretschneider 波浪谱和 JONSWAP 波浪谱进行了比较。Bretschneider 和 JONSWAP (λ=3.3) 波浪谱常用于计算极值和疲劳损伤。

波浪时域表达【式(5.3)】和频域表达【波浪谱$S(\omega)$】之间的关系如图 5.4 所示。

5.2.4　谱密度函数的矩
Moments of Spectral Density Function

谱密度函数 $S(\omega)$ 的矩可表达为（Bhattacharyya, 1978）

$$m_n=\int_0^\infty \omega^n S(\omega)\mathrm{d}\omega \quad (5.12)$$

式中：

n 为整数。零阶矩为能量密度谱曲线下方的面积：

$$m_0=\int_0^\infty S(f)\mathrm{d}f=\int_0^\infty S(\omega)\mathrm{d}\omega \quad (5.13)$$

式中：

f 为循环频率，即 $2\pi\omega$。因而可推导出以下关系：

$$S(f)=2\pi\ S(\omega) \quad (5.14)$$

$$m_n(f)=\int_0^\infty f^n S(f)\mathrm{d}f=(2\pi)^{-n}\ m_n \quad (5.15)$$

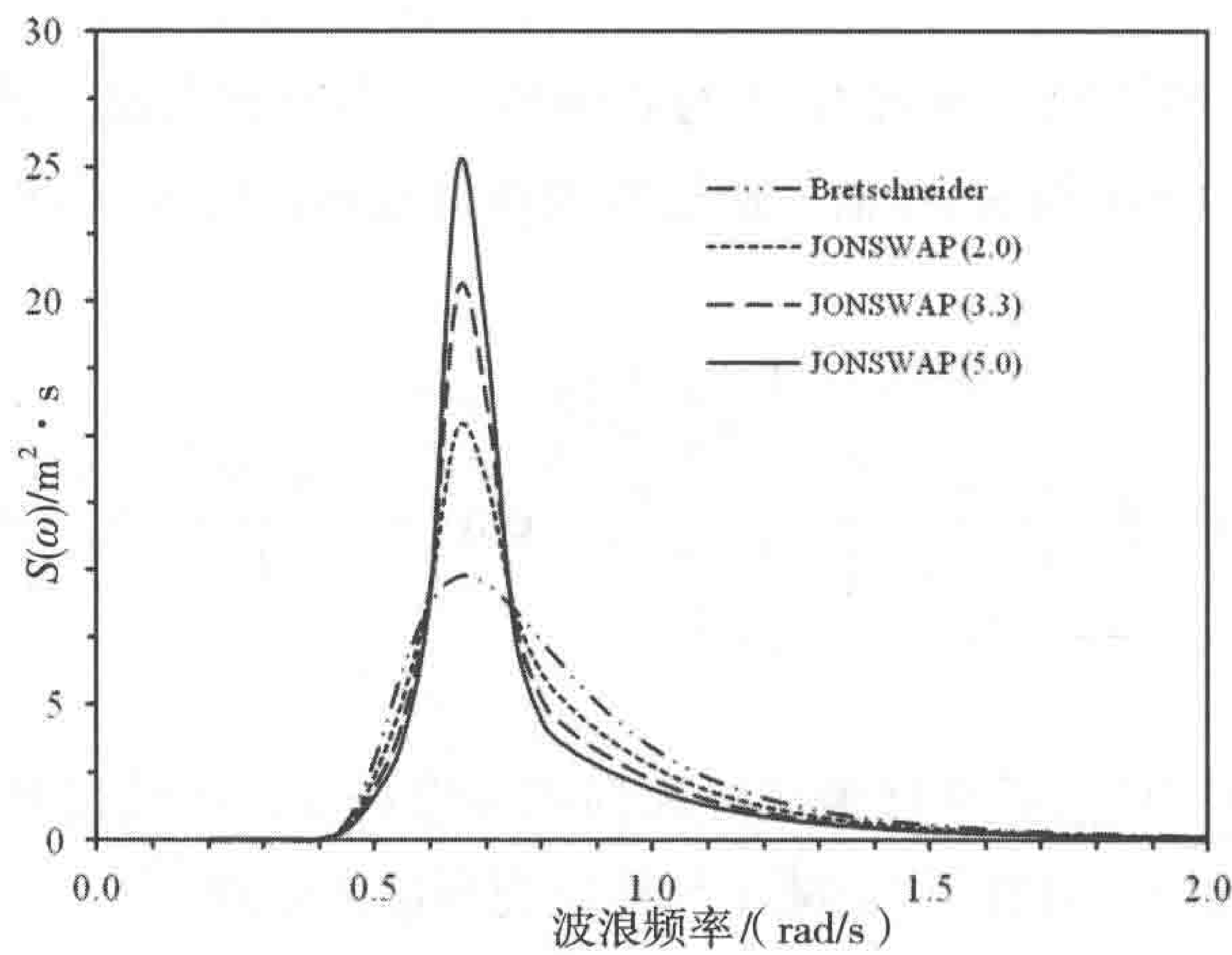


图 5.3　波浪谱密度函数（H_S=8.5 m, T_P=9.5 s, $m_0 \approx 4.4$）

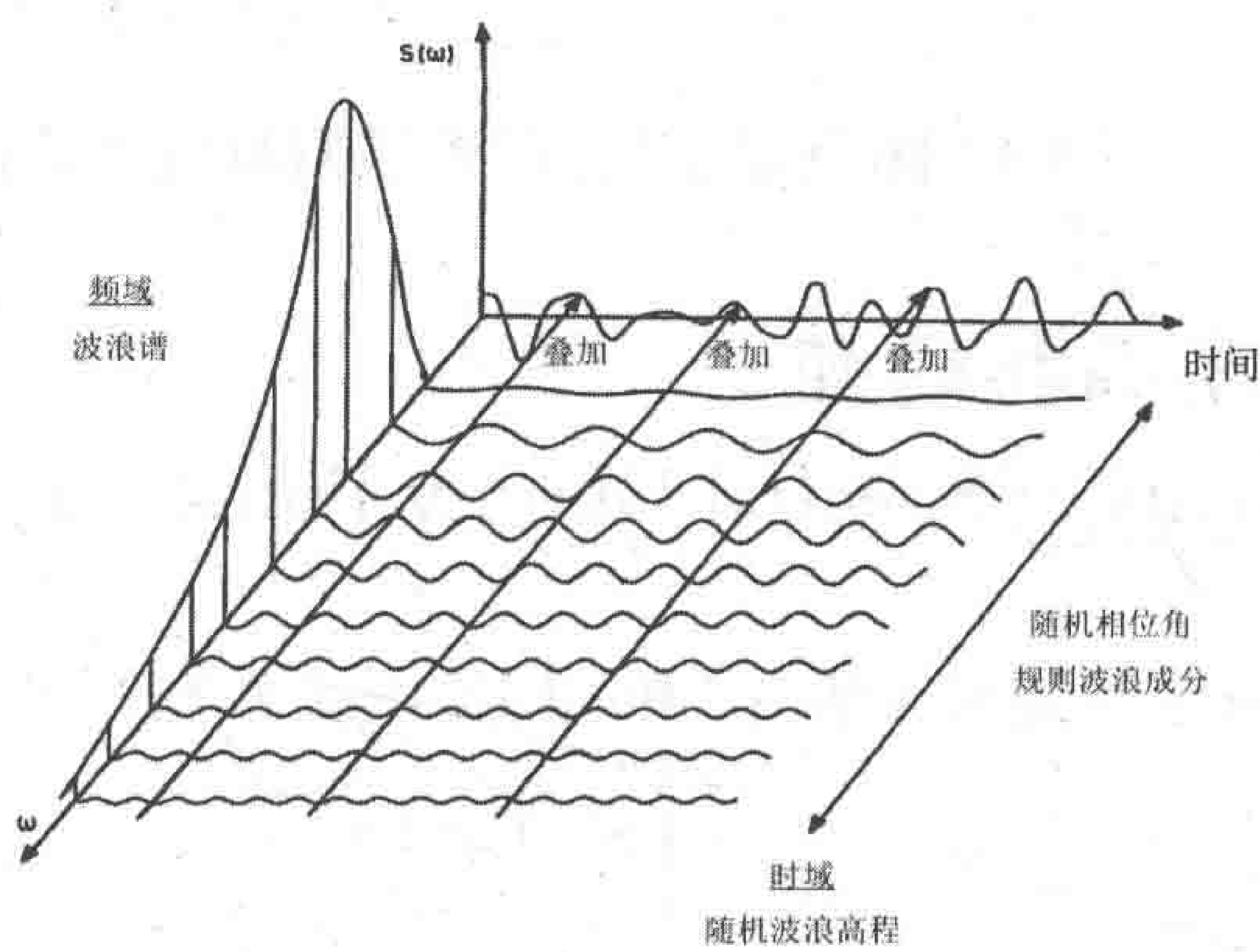


图 5 .4　长峰短期波浪频域和时域表达的关系（Faltinsen, 1990）

5.2.5　统计学方法确定波高和周期 Statistical Determination of Wave Heights and Periods

时域分析将有效波高定义为所有波浪中三分之一最大波浪的平均波高，也可表示为

$$H_{1/3} = \frac{1}{N/3}\sum_{i=1}^{N/3} H_i \tag{5.16}$$

式中：

N 为波浪数，为由大到小排列的波高序列。频域分析根据零阶矩定义有效波高，零阶矩为能量密度谱曲线下方的面积。

$$H_S = 4\sqrt{m_0} \tag{5.17}$$

时域分析的均方根（rms）波高 H_{rms} 定义为

$$H_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} H_i^2} \tag{5.18}$$

频域分析的 H_{rms} 定义为

$$H_{rms} = 2\sqrt{2m_0} \tag{5.19}$$

时域分析的最大波高 H_{max} 为波高的最大记录值；频域分析中，Longuet-Higgins（1952）将窄带波浪谱中概率最高的最大波高 H_{max} 定义为

$$H_{max} = \left(\sqrt{\ln N} + \frac{0.2886}{\sqrt{\ln N}}\right) H_{rms} \tag{5.20}$$

时域分析的平均零上切波周期 $T_{0,2}$ 定义为总时间除以记录到的零上切波数，波峰周期 $T_{0,1}$ 为总时间除以记录到的波峰数。

频域分析中，平均波浪周期定义为

$$T_{0,1} = 2\pi \frac{m_0}{m_1} \tag{5.21}$$

$$T_{0,2} = 2\pi \frac{m_0}{m_2} \tag{5.22}$$

5.3　船舶对随机波浪的响应

Ship Response to a Random Sea

5.3.1　简介

Introduction

船舶有六个自由度，如图 5.5 所示。

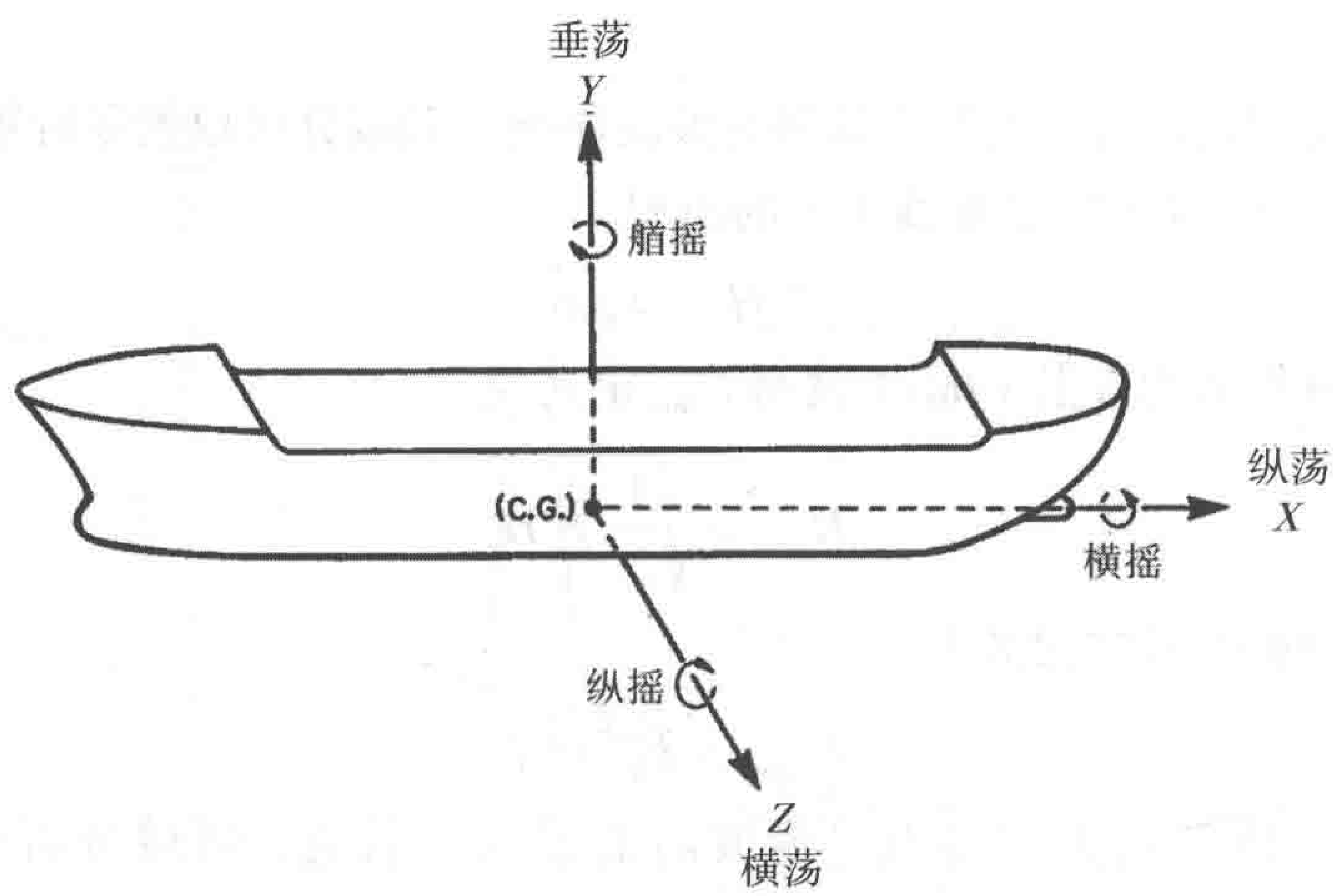


图 5.5　船舶和浮动系统的六自由度运动（Charkrabarti, 1987）

在船舶的使用期内，如果能够获取其遭遇海况的数据，即可计算出船舶结构上由波浪导致的载荷以及船舶对此类载荷的响应。作用于船舶的力可以分为四种类型：

- 船体作用力，例如重量和惯性；
- 作用于船体的动态压力，由入射波和衍射波所致；
- 液体（海水及船舶液舱内的液体）加速度所产生的惯性力；
- 波浪从船舶散射所导致的惯性力和阻尼力。

对船舶－波浪相互作用进行建模时需考虑到这些作用力。船舶－波浪模型由许多描述波浪、船舶运动以及两者相互作用的方程组成。由于波浪具有随机性和不规则性，所以所用方程均为非线性方程，这导致分析需要大量时间和费用，因而需要开发新的方法以简化此类分析。

Bhattacharyya （1978）对波浪载荷的论述简明易懂，包括垂直弯矩和水平弯矩、剪力和砰击载荷等。使用最广泛的一种技术是片条理论，通过假定来简化船舶－波浪相互作用模型。片条理论的主要假定是船舶是细长体。可采用二维流动理论对各船段进行分别计算以得到作用于船舶的力，并忽略相对速度的纵向分量及不同船段之间的相互作用。叠加各船段的垂直作用力即可得到船舶的剪力和弯矩。片条理论名称的由来，是因为将船体分成许多棱形段或片条。片条理论源自 Korvin-Kroukovsky （1955）提出的线性理论及 Gerritsma 和 Beukelman （1964）。因为有效，片条理论仍然被广泛使用。其缺点包括缺少三维效应、向前速度修正和黏滞效应以及无法对水面以上的船型予以说明。所有这些方法均假定船舶为刚

性梁。Bishop 和 Price（1979）提出了柔性梁片条理论，在解决片条间相容性问题时虑及船体的抗弯刚度和抗剪刚度。这种理论可估算砰击和冲荡激振所导致的船体失真高频响应，但仍然属于线性分析，无法对极限响应进行精确建模。

5.3.2　波浪导致的作用力
Wave-Induced Forces

Jensen 和 Pedersen（1979）提出的二阶片条理论可用于频域中的流体弹性分析。其理论基础是对静水线周围的水动力和水静力系数进行摄动表达，并包含二阶斯托克斯波的入射压力场。用于估算船舶作用力的公式类似于下式：

$$F(x,t)=F_{H}(x,t)+F_{B}(x,t) \tag{5.23}$$

因为有些参数是非线性的，所以使用上述公式较为复杂。式（5.23）中的参数可简单说明如下：

等式右边有两项，第二项是浮力，称为 Froude-Krylov 浮力：

$$F_{B}(x,t)=-\int_{-T}^{-\eta}B(x,y)\left(\frac{\partial p}{\partial t}\right)_{y+V}\mathrm{d}y \tag{5.24}$$

式中：

B 为船舶宽度；

y 为从船底垂直向上移动的距离；

V 为船体的瞬时垂直位移；

η 为静水面至局部波高的距离；

x 为从船艉水平向前移动的距离；

t 为时间；

T 为静吃水；

p 为压力，由以下 Bernoulli 公式给出：

$$p(y,x,t)=\rho\left(\frac{\partial\varphi}{\partial \mathrm{t}}+gy+\frac{1}{2}(\nabla\varphi)^{2}\right) \tag{5.25}$$

式中：

ρ 为流体密度；

φ 为潜在速度，由一阶项和二阶项组成。Jensen 和 Pedersen（1979）详细介绍了 φ 的推导过程；

g 为重力加速度；

式（5.23）右边第一项为作用于船舶的水动力：

$$F_{\mathrm{H}}(x,t)=-\frac{\mathrm{D}}{\mathrm{D}_t}\left(m(x,\eta)\frac{\mathrm{D}\eta}{\mathrm{D}_t}\right)-N(x,\eta)\frac{\mathrm{D}\eta}{\mathrm{D}_t} \tag{5.26}$$

式中：

m 为单位长度增加的质量（水动力载荷所致）；

N 为单位长度的阻尼力；

D/Dt 为对时间 t 的全导数。

近年来，基于面元法的衍射和散射理论被广泛接受（Faltinsen, 1990）。

当前的先进方法包括完全非线性时域方法。Cao 等 （1991）采用了源面元位于流体域外的非奇异法，这样控制积分方程的核就是非奇异的。针对更为通用的势流边界值问题，这种方法得到了发展并应用于完全非线性波浪的时域计算。Jensen 等 （2000）根据船体梁极限载荷实验对不同理论进行了详细论述和比较。Beck 和 Reed （2001）详尽介绍了过去 50 年里耐波性领域的所有重要理论进展及目前所使用的计算方法。

可使用大波幅运动程序 FREDYN （De Kat 和 Pauling, 1989）和（Lin 等，1997）计算极限载荷、倾覆、适居性以及船员的工作效率。其他常用的水动力程序有 WAMIT （WAMIT, 1999）和 SWAN （Sclavounos 等，1997）。

5.3.3 结构响应 Structural Response

一旦计算出作用于船舶的力（或载荷），即可确定船体梁的响应。大多数情况下，船体梁分析需计算船舶的纵向弯矩。计算时可假定船体为刚性，例如不存在变形。但很多情况下需要将船舶作为柔性梁考虑，因而求解更为复杂，必须对波浪导致的载荷进行水弹性分析。假定船舶是柔性梁的例子包括：

（1）当船舶的固有振动低至在其使用期内会发生明显振动时。

（2）当需要研究船舶对砰击和甲板上浪的响应时。

承载动态分布载荷 $F(x,t)$ 的柔性梁的垂直挠度控制微分方程为

$$EI\frac{\partial^4 v}{\partial x^4}+m_{\mathrm{s}}\frac{\partial^2 v}{\partial t^2}-m_{\mathrm{s}}r^2\frac{\partial^4 v}{\partial t^2\partial x^2}=F(x,t) \tag{5.27}$$

式中：

E 为杨氏模量；

I 为垂直弯曲的惯性力矩；

v 为船体梁挠度；

m_s 为单位长度的船舶质量；

r 为船段质量的转动半径，船段围绕通过船段质心的水平横轴旋转。

本节所述的理论和公式可用于计算波浪导致的弯矩，这种弯矩与静水弯矩有助于确定船舶的纵向强度。关于弯矩和船材尺寸的设计可参见第 4 章。

关于船舶（例如集装箱船）的应力分析可参考 Pedersen（1983）。

5.3.4　砰击和甲板上浪 Slamming and Green Water on Deck

到目前为止，我们只讨论了在波浪频率范围内产生的载荷。但船体和水面的碰撞还可导致更高频率的载荷，例如砰击和甲板上浪。当船艏出水后，船舶前部撞击水面时即会发生砰击。如果在船速较快的情况下发生砰击就可能损伤船舶，因为会对船艏结构产生较大的冲击荷载。当甲板浸没在水中时会产生甲板上浪。甲板上的水可能对船舶的甲板室、甲板设施和货物造成结构损伤。通常可降低船舶速度或改变艏向以减少发生砰击和甲板上浪的可能性。

砰击和甲板上浪载荷均为船舶与波浪相对运动的函数。在任何船段，发生砰击都需要满足两个条件。首先，相对垂直运动的距离 $\eta(x,t)$ 应大于所考虑船段的吃水深度；其次，相对速度 $D\eta/Dt$ 必须大于速度阈值 v_o。

$$\eta_T = \frac{D\eta}{Dt} = \frac{\partial \eta}{\partial t} - V\frac{\partial \eta}{\partial x} \geqslant v_o \tag{5.28}$$

对于平稳随机航道，η 和 η_T 均为平均值为零的正态分布参数。因而可通过 η 和 η_T 的统计概率确定船舶发生砰击的可能性，然后就能计算出合成载荷并用于船舶设计。船段作用力 $q_{SL}(x,t)$ 与砰击相关，并且大致与相对速度 η_T 的平方成正比。

$$q_{SL}(x,t) = \alpha\eta_T^2 \tag{5.29}$$

式（5.29）可包含在式（5.23）中，用于说明整体波浪载荷分析中船舶所承载的所有波浪载荷。式（5.29）适用于描述船艏外漂砰击，当船艏外漂结构撞击海面时就会发生这种砰击。另外一种砰击称为底部砰击，当船舶平底撞击海面时发生。式（5.29）无法描述此类砰击，因为底部砰击与相对垂直运动及船舶速度并不直接相关，而两者均是式（5.29）分析的起点。底部砰击可使用经验公式，

参见 Zhao 和 Faltinsen（1993）。

发生甲板上浪时，船段的相对浸没深度必须大于水面和甲板（干舷）之间的距离。因为水流比较复杂，所以难以估算甲板上浪对甲板施加的实际作用力。Wang, Jensen 和 Xia（1998）推导出以下公式用于计算甲板上浪所产生的船段作用力：

$$q_{GW}(x,t) = -g m_{GW}(x,t) - \frac{\mathrm{D}}{\mathrm{D}t}\left[m_{GW}(x,t)\frac{\mathrm{D}z_E}{\mathrm{D}t} \right] \qquad (5.30)$$

式中：

m_{GW} 为船段甲板上水的质量；

Z_E 为修正相对垂直运动，基于 z 和参数 κ，κ 为 Smith 修正系数。

式（5.30）右边第一项为重力，第二项为冲量砰击力。式（5.30）也可包含在整体波浪载荷公式中，例如式（5.23）。

甲板上浪可对船艏上层建筑和 FPSO 沿船长方向的上部结构造成损伤。Zhou, De Kat 和 Buchner（1999）提出了用于预测甲板上浪及其载荷的理论。甲板上浪、甲板淹湿和砰击都是高度非线性的。针对甲板上浪对浮式生产储卸装置的冲击作用，Wang, Leitch 和 Bai（2001）提出以下设计程序。

（1）根据以往经验和近似方法估算出现甲板上浪的可能性，应尽量使用计算机软件进行一些初步分析以得到更可靠的估算结果。

（2）如果估算结果表明很可能出现较为严重的甲板上浪，则应进行模型试验，并将其纳入整体性能模型试验程序；对模型试验步骤进行计划时应确定关键参数；如果确定甲板上浪的冲击较为严重，则应仔细测算甲板上浪的高度、发生频率及冲击压力。

（3）如果通过模型试验没有或无法得到足够的关键参数值，则应使用基准软件进行补充数值仿真，以确定各关键参数的关键值并作为设计依据。

（4）对模型试验和数值仿真的结果进行分析，判断甲板上浪问题是否需要通过。

（5）如果认为甲板上浪必须予以考虑，则应将模型试验的结果用于设计；如果没有合适的模型试验结果可用，则可使用近似公式计算冲击压力。例如，参考文献 [1] 所述的公式可用于估算甲板上浪冲击的水平压力，而计算垂直作用于甲板的压力时可以使用船级社规范。由于甲板上浪分析的复杂性及这些简单公式的局限性，计算结果可能不够精确。

（6）如果需要采取特定措施以预防 / 减小甲板上浪冲击，则可采用以往经验，包括：增加干舷、使用更好的船艏外形和外飘结构以及增加更多防护措施等。

应该说明的是如果将来有了可靠的预测方法，则步骤（1）至步骤（3）可以用一个步骤替代，即先进数值分析。尽管近年来为了开发此类方法已进行了大量努力，但均不能令人满意，因而建议进行任何设计时都使用模型试验结果。

基于风险的方法可能对设计决策帮助更大。对 Wang, Leitch 和 Bai （2001）提出的概率分析进行扩展和修正即可得到这种方法，但确定船舶艏向涉及大量分析工作，并且还需要进行一些模型试验。此外，船舶吃水也难以精确确定，因为吃水是生产率、卸载速率（及频率）以及压载方案和速率等的函数。

5.4 针对船级的船舶设计
Ship Design for Classification

5.4.1 船舶响应的设计值
Design Value of Ship Response

确定波浪载荷及船舶对波浪载荷的响应的最终目的在于得到船舶响应的设计值，这需要对船舶使用期内可能遭遇的最不利条件进行预测。影响船舶响应设计值的因素有 4 个（Hughes, 1988）：

（1）海况的严重程度，可通过有效波高、出现频率以及各严重级别的持续时间予以表达。此类数据可用于确定船舶在不同严重级别海况下的暴露时间。

（2）各海况的波浪谱形状。

（3）特定海况下船舶的艏向（方向）。

（4）特定艏向和海况下船舶的速度。

总体目标是确定最不利波浪载荷组合下的最大响应值，船舶在使用期内超出此最大响应值的概率为 α。设计值 α 是一个风险参数，由船舶设计师确定并用于计算船舶的结构响应。α 的值通常取 0.01。

有两种方法可用于确定此设计值。第一种方法假定最大波浪在船舶可能会遭遇的最严重平稳海况下出现，这种方法称为设计波浪法。因而此波浪值可以用作若干严重程度较低海况的船舶设计值。该方法被认为不够精确，因为较大波浪也

可能在严重程度较低的海况下出现。但由于耗时较少，这种方法是首选方法，除非需要更精确地确定设计值。

第二种方法需要对船舶在其使用期内可能遭遇的所有可能海况予以评估。所有海况均应进行完整分析并根据船舶遭遇海况的可能性对不同海况进行加权处理。这种方法计算上更为复杂，但也是更符合实际情况的分析方法，可参见第 4 章。

一旦选择了方法，即可确定设计波浪载荷并估算船舶所需的结构强度。

5.4.2 基于船级规范的设计载荷 Design Loads per Classification Rules

1. 概述

结构分析可以分为 3 个部分：

（1）确定设计载荷。

（2）定义接受准则。

（3）进行强度评估。

制定接受准则相对比较容易，这要归功于船东、建造商、船级社以及研究人员积累多年的知识和专业技术，更多详细信息可参见本书第一篇和第二篇。一旦确定了载荷和接受准则，进行强度评估相对就比较简单。但最困难的工作是计算船舶所承载的不同载荷。难点在于船舶可能遭遇到各种海洋和波浪环境以及货物的装载模式不同。

船级社拥有成熟的技术，可用于计算船舶载荷并评估船体的结构完整性。

2. 载荷分量

详细设计包含两个步骤：

（1）船材初始尺寸的标称设计。

（2）详细分析，使用有限元分析评估不同载荷工况的组合及其对船舶结构的影响。

船舶结构设计需考虑三种载荷分量：

（1）船体梁载荷，由静水 / 波浪所导致的弯矩和剪力构成。

（2）外部压力，由静态载荷、水动力载荷及砰击载荷构成。

（3）内部压力，由船舶液舱中携带的液体所致。此压力取决于静水压、横摇和纵摇运动导致的压头变化以及液体加速度产生的液柱惯性力。

以下章节将对这些不同载荷的评估过程予以介绍。

3. 船体梁载荷

从北大西洋测得的波浪数据将用于确定波浪载荷。因而船舶的标称设计值代表了北大西洋 20 年内的长期极限值，所对应的超越概率为 10^{-8}。全球海浪谱模型提供了不同波浪谱和波高数据。

船舶暴露于规则正弦波时，针对不同波浪方向和频率，可基于船舶响应幅值运算（RAOs）计算船舶整体结构分析中所用的波浪结构响应。

通过使用许多不同的载荷组合、波浪周期及方向角可确保船舶的结构完整性。针对每一种情况，需计算大量载荷分量，例如外部波浪压力、液体货物和压载舱的加速度、沿着船舶几个测点的加速度、波浪导致的弯矩和扭矩及沿着船长方向的相应剪力以及横摇和纵摇模式下船舶的运动等。

假定海况在几个小时内是平稳的，通过评估波浪谱可以得到船舶的短期响应，而通过短期预测即可对长期响应和载荷的超越概率进行评估。

船体梁载荷需根据许多分量计算。其中最重要的分量是船舶和货物的重量及浮力所产生的静水弯矩和剪力，其次是动力导致的载荷，包括垂直弯矩、水平弯矩、剪力及扭矩。此类动力载荷由船舶遭遇的波浪运动所致。

因为静水弯矩和剪力主要取决于船舶的装载情况，所以可采用船级规范予以确定。当确定船体梁载荷的动力分量时，需进行更为详细的分析。此类分析应基于船舶在其使用期内所遭遇到的海况。通常会选择 20 年使用期及合适的波浪数据。通过分析结果即可确定用于计算船体梁载荷设计值的极限值。

确定船体梁载荷时，首先需计算垂直弯矩和剪力。然后采用表格和其他数据源计算垂直弯矩与水平弯矩的比率及剪力，比率主要取决于船舶尺寸和装载情况。

4. 外部压力

确定作用于船舶的外部压力是一个比计算船体梁载荷更为复杂的过程。这是因为影响外部压力的参数很多，例如船型、波浪运动特点、船舶速度以及方向角等。用于确定外部压力的方法和理论通常基于许多假定，例如直舷船体、船舶的运动较小及处于非黏滞性流体中等。因而预测外部压力值时必须非常谨慎。

确定作用于船舶的外部压力时首先可将船舶分为两个部分。对于以船的中部为中心且长度为船长 40% 的部分，其上分布的压力对不同船舶而言通常都是类似的。因而计算此部分的压力相对比较简单，采用丰满船型油轮和散货船的完整适航性分析结果即可。作用于船舶其余部分的压力需通过公式计算，因为压力主要取决于船型，所以不同船舶的压力差别很大。

作用于船舶的外部总压力 P_E 的简化表达式为（ABS, 2002）

$$P_E = \rho g(h_s + k_U h_{DE}) \tag{5.31}$$

式中：

ρg 为海水的比重；

h_s 为静水压头；

k_U 为载荷系数；

h_{DE} 为波浪导致的动水压头。

船舶的纵向和横向压力分布均可预测。进行此类计算所需的大部分数据都可以从适航性分析得到。

5. 内部液舱压力

船舶在液舱内携带液体，液舱的内部压力由三部分组成：

- 静水压 gh;
- 船舶横摇和纵摇运动导致的压头变化；
- 船舶运动产生的加速度所导致的液柱惯性力。

液舱的内部压力需采用针对液舱形状的一组公式来计算。液舱形状有多种，例如 J 形、长方形和 U 形。其他影响内部压力的因素有液舱携带的液体量以及液舱中空气管的位置和数量。

例如，以下简化公式可用于计算液舱的内部压力（ABS, 2002）：

$$P_I = \rho g(\eta + k_U h_D) \tag{5.32}$$

式中：

η 为液舱边界的垂直方向局部坐标，从液舱顶部测量；

k_U 为虑及液体合加速度的系数，液体合加速度由船舶运动所致；

h_D 为波浪导致的内部压头，包括惯性力和附加压头。

5.5 参考文献

References

[1] ABS (2002), “Rules for Building and Classing Steel Vessels”, American Bureau of Shipping.

[2] Bhattacharyya, R (1978), "Dynamics of Marine Vehicles" , John Wiley & Sons, Inc

[3] Bishop, R.E.D. and Price, W.G. (1979): "Hydroelasticity of Ships" , Cambridge University Press.

[4] Bretschneider, C. L (1959), "Wave Variability and Wave Spectra for Wind-Generated Gravity Waves" , Beach Erosion Board, US Army Corps of Engineers, Technical Memorandum, No. 118.

[5] Cao, Y., Schultz, W.W. & Beck, R.F., (1991), A Three-Dimensional Desingularized Boundaru Integral Method for Potential Problems, Int. J. Num. Meth. Fluids, 11, 785-803.

[6] Chakrabarti, S.K., (1987), "Hydrodynamics of Offshore Structures" , Computational Mechanics Publications.

[7] De Kat, J.O. and Pauling, J.R. (1989, The Simulation of Ship Motions and Capsizing in Severe Seas, Trans. SNAME, 97, 139-168.

[8] Ewing, J. A. (1976), "Wave Prediction: Progress and Applications" , Proc. of 6th International Ship Structures Congress, Boston.

[9] Faltinsen, O.M. (1990), "Sea Loads on Ships and Offshore Structures" , Cambridge Ocean Technology Series, Cambridge University Press.

[10] Gerritsma, J. and Beukelman, W. (1964), "The Distribution of the Hydrodynamic Forces on a Heaving and Pitching Ship Model in Still Water" , Fifth Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington.

[11] Hasselman, K., et al (1973), "Measurements of Wind-Wave Growth and Swell Decay During the Joint North Sea Wave Project (JONSWAP)" , Deutsche Hydrographischen Zeitschrift, A8, 12.

[12] Hogben, N., Dacunha, N. M. C. and Olliver, G. F. (1986), "Global Wave Statistics" , British Maritime Technology, Unwin Brothers Ltd., U.K.

[13] Hughes, O.F. (1988), "Ship Structural Design: A Rationally-Based, Computer-Aided, Optimisation Approach" , SNAME.

[14] Jensen, J. J. and Pedersen, P. T. (1979), "Wave-Induced Bending Moments in Ships- A Quadratic Theory" , RINA, 121.

[15] Jensen, J. J. (2001), "Load and Global Response of Ships" , Elsevier Ocean Engineering Book Series.

[16] Korvin-Kroukovsky, B.V. (1955), Investigation of Ship Motions in regular Waves, Trans. SNAME, 63, 386-435.

[17] Lin, W.M., Shin, Y.S., Chung, J.S. and Salvesen, N. (1997), Nonlinear Predictions of Ship Motions and Wave Loads for Structural Analysis, OMAE.

[18] Longuet-Higgins, M.S. (1952) "On the Statistical Distribution of the Heights of Sea Waves", Journal of Marine Research, 11, pp.245-266.

[19] Ochi, M. K. (1978), "Wave Statistics for the Design of Ships and Ocean Structures", Trans. SNAME, 86.

[20] Pedersen, P. Terndrup (1983), "Beam Model for Torsional-Bending Response of Ship Hulls", Trans. RINA, Vol. 125, pp.171-182.

[21] Pierson, W. J. (1952), "A Unified Mathematical Theory for the Analysis of Propagation and Refraction of Storm-Generated Ocean Surface Waves, Part I and II", New York University.

[22] St. Denis, M. and Pierson, W.J. (1953), "On the Motions of Ships in Confused Seas", Trans. SNAME, Vol. 61.

[23] Pierson, W. J., Neumann, G., and James, R. W. (1955), "Practical Methods for Observing and Forecasting Ocean Waves by Means of Wave Spectra and Statistics", Hydrographic Office Publication.

[24] Pierson, W. J. and Moskowitz, L. (1964), "A Proposed Spectral Form for Fully Developed Wind Seas Based on the Similarity of S. A. Kitaigorodskii", Journal of Geophysical Research, Vol. 69 (24).

[25] Sclavounos, P.D., Kring, D.C., Huang, Y.F., Mantzaris, D.A., Kim, S.G. and Kim, Y.W. (1997), A Computational Method as an Advanced Tool of Ship Hydrodynamic Design, Trans. SNAME, 105, 375-397.

[26] WAMIT (1999), WAMIT User Manual, www.wamit.com.

[27] Wang, Z., Jensen, J. J. and Xia, J. (1998), "Effects of Bow Flare Shape to the Wave Loads of a Container Ship", J. Society of Naval Architects of Japan, Vol. 166.

[28] Wang, M., Leitch, J. and Bai, Y. (2001), "Analysis and Design Consideration of Greenwater Impact on Decks and Topsides of FPSO", OTC 13208.

[29] Zhao, R. and Faltinsen, O. M. (1993), "Water Entry of Two-dimensional Bodies", J. Fluid Mech., Vol. 246.

[30] Zhou, Z., De Kat, J. O. and Buchner, B. (1999), "A Non-linear 3-D Approach to Simulate Green Water on Deck", Seventh International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics, Nantes.

[31] Jensen, J.J., Beck, R.F., Du, S., Faltinsen, O.M., Fonseca, B., Rizzuto, E., Stredulinsky, D.

and Watanabe, I. (2000), Extreme Hull Girder Loading, ISSC Committee Report.

[32] Beck, R. and Reed, A.M. (2001), Modern Computational Methods for Ships in a Seaway, SNAME Transactions.

第 6 章　离岸结构的风载荷

Wind Load for Offshore Structures

6.1 简介
Introduction

就海洋结构的总体加载而言，通常认为风载荷是次要的，因为风所导致的平均静态作用力和力矩仅仅是总载荷的一小部分。但对于海上卸载作业、直升机降落和气旋风暴，风载荷非常关键，应该在设计中予以考虑。尤其是风产生的阻力，对于顺应式结构或浮式结构的系泊、动力定位和调整阶段至关重要。阻力和升力导致的倾覆力矩会影响浮式结构和固定式结构的稳性（Walree 等，1988）。图 6.1 为 2004–2008 年间墨西哥湾 Ivan，Katrina，Rita 和 Gustav/Ike 飓风所造成的破坏。2005 年 Katrina 和 Rita 飓风摧毁了 100 多个平台，严重损坏了约 50 个平台（Shen 等，2010）。

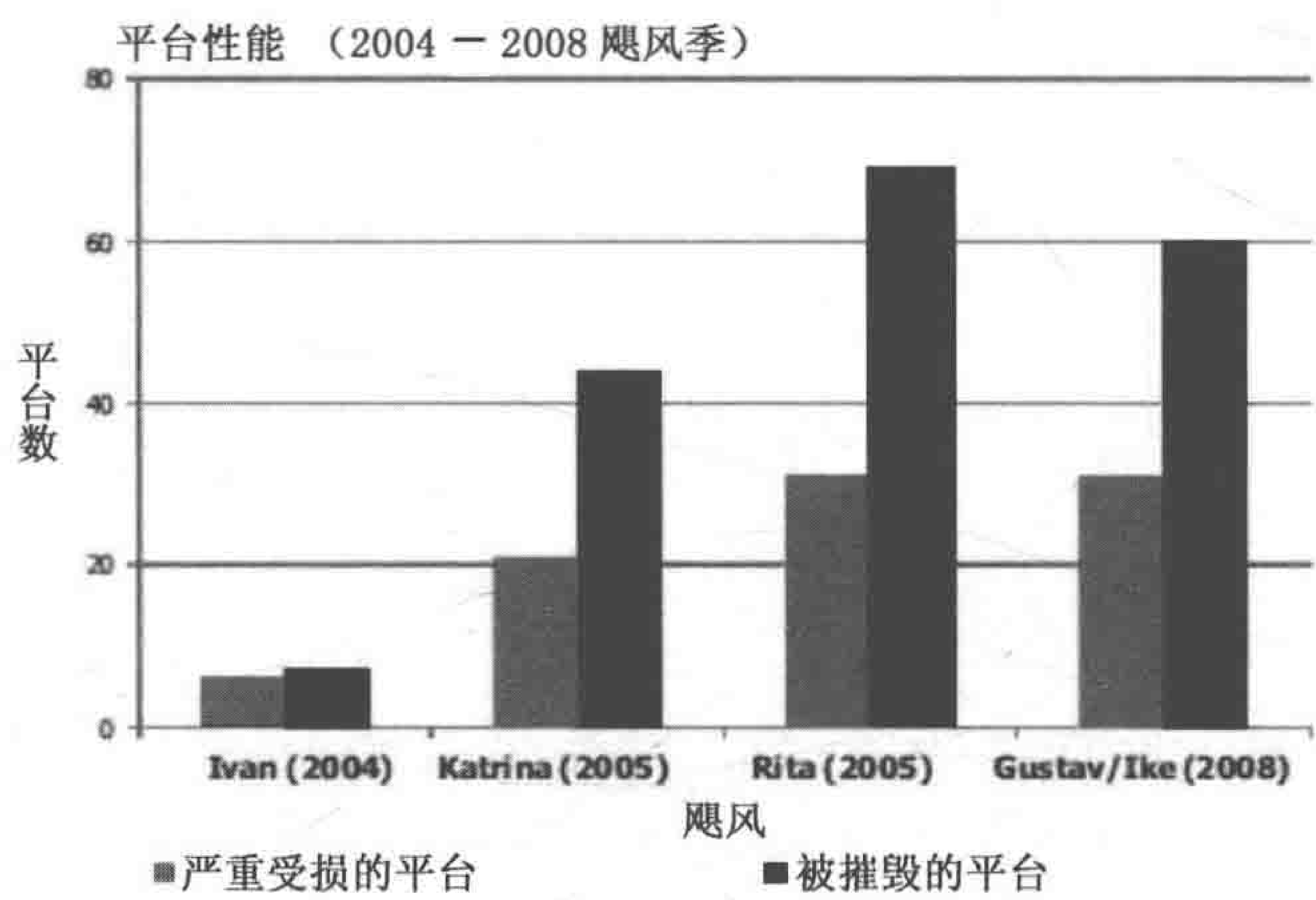


图 6.1　2004–2008 年间墨西哥湾飓风损坏和摧毁的平台数

（离岸平台手册，风险管理解决方案公司）

作用于船舶和平台复杂非流线形体上的风载荷无法进行理论分析。仿真所用的风力系数通常来自文献，例如 OCIMF （1994）和 SIGTTO （2007），以及经验方法或风洞试验。与此同时，由于计算能力的显著提高和数学模型的改进，计算流体力学（CFD）已经成为一种具有成本效益的方法（Koop 等，2012）。但近年来对相关文献进行的综述表明，风洞试验仍然是评估风载荷的最好方法，计算流

体力学方法尚不成熟，无法对风载荷进行可靠预测（ISSC 2012–vol 3）。

本章为海洋结构设计提供了涉及风的基本船级规范（挪威船级社），并总结了与风对离岸结构影响相关的研究。

6.2 设计所用的船级规范 Design Used for Classification

6.2.1 风力数据 Wind Data

各种离岸结构设计所用的风力条件需根据收集的风力数据予以确定，并且应该与假定同时出现的其他环境参数保持一致。风力数据通常包括各种风速的发生频率、持续时间和方向。如果有可用的发布数据以及附近陆地和海上观测站提供的数据，则应加以利用。若风速对于设计非常重要，但已有的风力数据较少且不确定，则应在所考虑的位置进行风速测量。用于设计的风况数据最好能连续涵盖十年，并且具有足够的时间分辨率。近来得到更新或新开发的海洋气象数据库有 ERA–Interim，NORA10，HIPOCAS，ARGOSS，Fugro–OCEANOR 和 SIMORC URL。

通常在 10m 高度进行的局部现场测量是记录多年风力特征的标准方法。Jimenez 等人（2010）对伊比利亚半岛东北部 41 座自动气象站的数据报告记录进行了大量评估工作。除传统局部现场测量外，远程测量技术（例如散射仪）的发展也使人们可以对海洋环境中的风力因素进行更为详细的说明。此类测量技术的最新进展包括采用多任务观测改进高风速预测及优化风场网格，详细信息可参见 Ricciardulli 和 Wentz（2011）、Quilfen 等（2011）和 Bentamy 和 Croize–Fillon（2011）等。设计中通常使用数值风力数据，可用数据仅限于部分海洋地区（ISSC 2012–vol 3）。

6.2.2 风力条件

Wind Condition

6.2.2.1 概述

Summary

大气边界层中风速的主要特征如下：

（1）风速由平均风和脉动风产生。

（2）风速随时间和海平面以上的高度而变化。平均风速随高度增加而增加，而脉动风分量随高度增加而减少。

（3）脉动风的频率范围非常大。

任何高度的脉动风波均与阵风类似，尤其是变化缓慢、频率较低的阵风。

风况可由 10m 高度的 10 分钟平均风速 U_{10} 和 10m 高度的风速标准偏差σ_U表达。但这种固定不变的风况表达既无法涵盖热带风暴（例如飓风、气旋和台风）的风力条件，也无法涵盖小规模气象事件（例如范围有限发展迅速的北极低压）的风力条件或其他非固定极端风力条件（例如阵风）。

10 分钟短期固定风况可由风力谱表达，即风速过程 $S_U(f)$ 的功率谱密度。$S_U(f)$ 为 U_{10} 和σ_U的函数，表达空间某点各种频率风的能量分布。风况参数 U_{10} 和σ_U根据可用数据得到，其长期概率分布通过一般分布或散布图表达。例如，一般分布可由任意 10 分钟平均风速 U_{10} 为 Weibull 分布和 U_{10} 的标准偏差σ_U为对数正态分布来表达。可假定地面或海平面上方特定高度 z 处的任意 10 分钟平均风速 U_{10} 符合 Weibull 分布，除非数据另有说明。

$$F_{U_{10}} = 1 - \exp\left(-\left(\frac{U}{A}\right)^k\right) \tag{6.1}$$

式中尺度参数 A 和形状参数 k 取决于地点和高度。

6.2.2.2 风剖面

Wind Profile

海上风速剖面表达了静止水面上方平均风速随高度变化的情况。如果确定载荷时平均测量时间不是 10 分钟，则需通过合适的阵风系数对风力数据进行转换。

转换可采用下式的平均值，除非数据另有说明。下式可用于计算海平面上方 z 处平均测量时间为 T 的平均风速 U：

$$U(T,z)=U_{10}\left(1+0.137\ln\frac{z}{H}-0.047\ln T\frac{T}{T_{10}}\right) \tag{6.2}$$

式中：

H =10m，T_{10}=10min, U_{10} 为高度 H 处的 10 分钟平均风速。这个表达式可根据不同的平均测量时间对平均风速进行转换。当初始平均测量时间为 10 分钟且条件不变时，平均风速为 U_{10}；而当 $T < T_{10}$ 时，表达式给出特定平均测量时间 T 的最大可能平均风速。转换并未保留 U_{10} 的重现期。根据上式得到表 6.1 中的值。

表 6.1　DNV OS-C102中推荐的平均风速 $U(T,z)$

海平面上方的高度 z	平均测量时间 T					
	3s	5s	15s	1 min	10 min	60 min
1 m	0.934	0.910	0.858	0.793	0.685	0.600
5 m	1.154	1.130	1.078	1.013	0.905	0.821
10 m	1.249	1.225	1.173	1.108	1.000	0.916
20 m	1.344	1.320	1.268	1.203	1.095	1.011
30 m	1.400	1.376	1.324	1.259	1.151	1.066
40 m	1.439	1.415	1.363	1.298	1.190	1.106
50 m	1.470	1.446	1.394	1.329	1.220	1.136
60 m	1.494	1.470	1.419	1.354	1.245	1.161
100 m	1.564	1.540	1.489	1.424	1.315	1.231

Frøya 风速剖面是对数风速剖面的一种特殊情况，是记录最完整的海区和海洋环境风速剖面。对于与超过 50 年的特定重现期对应的极限平均风速，根据 Frøya 模型可采用下式，将海平面上方 H 处的 1 小时平均风速 U_0 转换为海平面上方 z 处平均测量时间为 T 的平均风速 U：

$$U(T,z)=U_0\cdot\left\{1+C\cdot\ln\frac{z}{H}\right\}\cdot\left\{1-0.41\cdot I_U(z)\ln\frac{T}{T_0}\right\} \tag{6.3}$$

式中：

H = 10 m，T_0= 1 h，并且 $T < T_0$，其中

$$C = 5.73 \cdot 10^{-2}\sqrt{1+0.178U_0} \tag{6.4}$$

并且

$$I_U = 0.06 \cdot (1+0.043U_0) \cdot \left(\frac{z}{H}\right)^{-0.22} \tag{6.5}$$

并且式中 U 的重现期与 U_0 相同。

上述两个表达式均包含了根据不同平均测量时间对风速进行转换的阵风系数。HSE（2002）对通过阵风系数转换不同平均测量时间风速的预期精度作了说明，建议为转换得到的风速加上一个风速增量，使风速转换能够虑及不确定性。

风力剖面还在很大程度上取决于大气稳定性条件，稳定性经过修正的对数风速剖面为

$$U(z) = \frac{u^*}{\kappa}\left(\ln\frac{z}{z_0} - \psi\right) \tag{6.6}$$

式中：

Ψ 为取决于稳定性的函数，不稳定条件下为正，稳定条件下为负，不确定条件下为零。当海面被加热，垂直混合作用增加时主要出现不稳定条件；而当海面冷却（如晚上），垂直混合作用减少时主要出现稳定条件。

6.2.2.3 湍流

Turbulence

10 分钟平均风速 U_{10} 发生自然变化的情况称为湍流，其特征可由标准偏差 σ_U 予以表达。对于给定的 U_{10} 值，在不同的 10 分钟测量时间段里风速的标准偏差 σ_U 会发生自然变化。几个地区的测量值表明对数正态分布通常可以较好地表达 U_{10} 的标准偏差 σ_U：

$$F_{\sigma U} \mid U_{10}(\sigma) = \Phi\left(\frac{\ln\sigma - b_0}{b_1}\right) \tag{6.7}$$

式中 Φ 为标准高斯累积分布函数。

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{x} e^{\xi^{w}/2d\xi} \tag{6.8}$$

系数 b_0 和 b_1 为取决于地点和 U_{10} 的系数。

6.2.2.4　风谱

Wind Spectra

当根据测量数据采用特定地点的谱密度时，高频范围内所包含的能量应该满足以下要求，除非数据另有说明：随着高频范围内的频率 f 增加，谱密度 $S_U(f)$ 将逐渐接近下式：

$$S_U(f) = 0.14 \cdot \sigma_U^2 \left(\frac{L_U}{U_{10}} \right)^{-\frac{2}{3}} f^{-\frac{5}{3}} \tag{6.9}$$

式中：

L_U 为风速过程的积分长度尺度。

风速过程的谱密度可由模型谱表达，除非数据另有说明。最常用的长度尺度模型谱是 Davenport 谱、Kaimal 谱和 Harris 谱。就离岸结构设计而言，也可采用 Simiu 和 Leigh 经验谱和 Ochi 和 Shin 经验谱。

如果低频范围内的激振较为重要，则对于水面上的风推荐由 Andersen 和 Løvseth（1992, 2006）提出的 Frøya 模型谱密度。图 6.2 为离岸设计中所用的激振源谱。

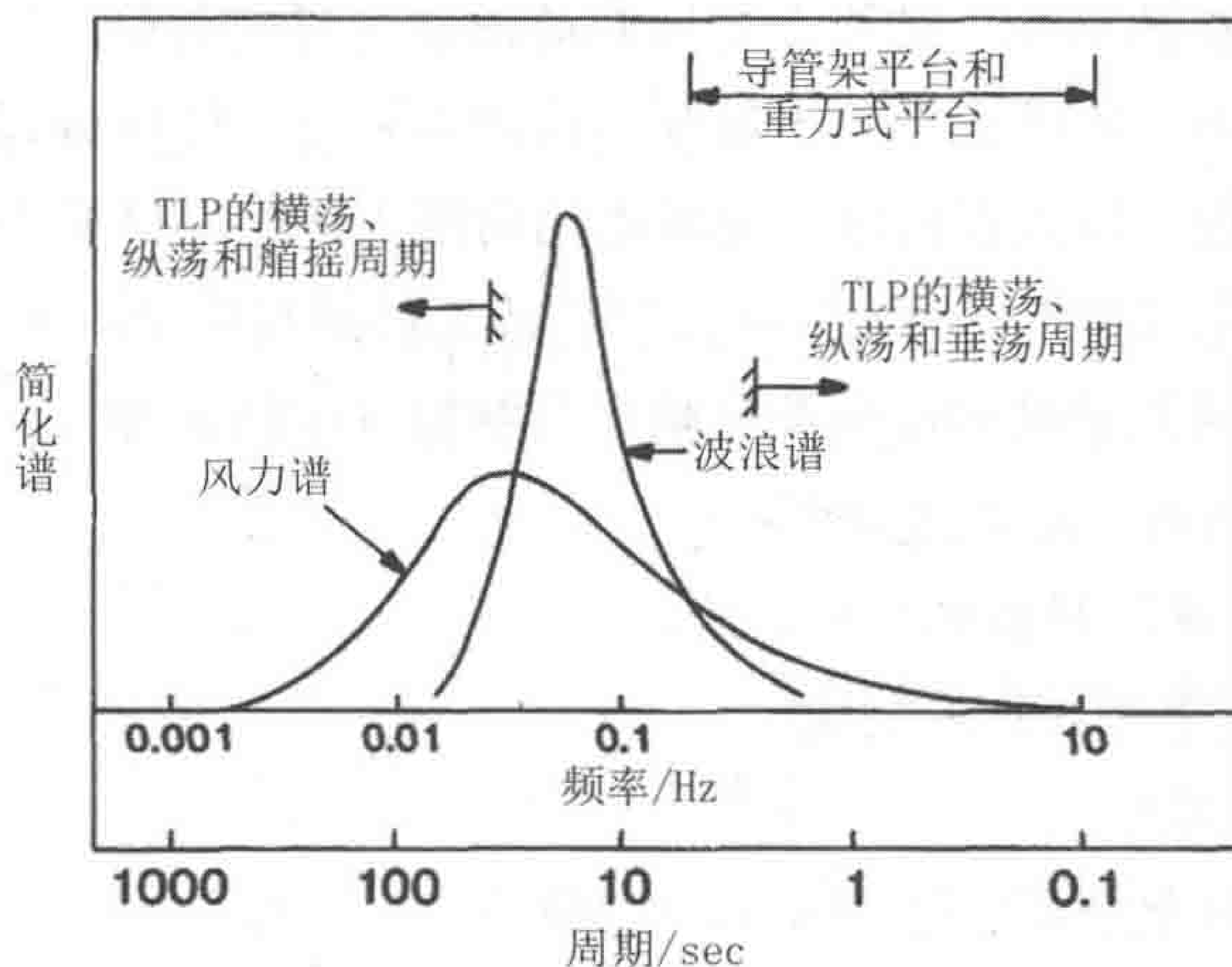


图 6.2　离岸平台的激振和频率范围（Kareem 等，1985）

6.2.2.5 飓风

Hurricane

在出现飓风的地区，根据可用 10 分钟风速记录确定的 Weibull 分布不足以表达 U_{10} 真实分布的上尾。在这种情况下，需基于飓风数据确定 U_{10} 分布的上尾。

对于飓风区，年最大 10 分钟平均风速 $U_{10,\max}$ 的分布应根据可用的飓风数据确定。这样 10 分钟平均风速才能充分表达出飓风的风况。

如果所考虑区域缺乏热带风暴信息，也可以采用风剖面转换表达式对热带风暴产生的风进行转换，这意味着表达式同样适用于飓风产生的风。

6.2.3 风载荷

Wind Load

6.2.3.1 概述

Summary

由于风速存在脉动性，结构上的风载荷通常为时变载荷。风载荷不仅作用于密闭结构的外表面，还可能作用于敞开结构的内表面。风压载荷的作用方向垂直于表面。当风作用于较大表面时，应考虑切向阻力产生的摩擦力。如上所述，风速随着高度的变化而变化，因而所考虑结构或部件的高度也应予以考虑。

离岸结构对风加载的响应为静态响应与共振响应的叠加，共振响应由接近于固有频率的激振所致。动态效应为：

（1）风的湍流所导致的共振响应。

（2）涡旋脱落所导致的响应。

（3）驰振 / 颤振。

驰振 / 颤振的介绍可参见 Blevins （1990）。

结构上的整体风载荷需采用时间平均设计速度确定，时间平均设计速度以不变风速形式表达。对于单个部件设计，时间平均风速也足以适用，但平均测量时间应该减少至可以使用较小的湍流尺度。设计动态响应较大的离岸结构时，需说明风速的时空变化情况。当风场中存在频率接近结构固有频率的风时，应采用风

频谱进行动态分析。

6.2.3.2　风压

Wind Pressure

基本风压可由下式定义：

$$q = \frac{1}{2}\rho_a U^2_{T,Z} \tag{6.10}$$

式中：q 为基本风压或风吸力；ρ_a 为空气的质量密度，干燥空气 15℃时取 1.226 kg/m^3；$U_{T,Z}$=$U(T, z)$，参见 6.2.2.2。

密闭结构的外部水平或垂直表面无法有效防护，应采用下式检查局部风压或风吸力：

$$p=\pm C_p q \tag{6.11}$$

式中：

p 为风压或风吸力；

C_p 为压力系数。

水平和垂直表面的压力系数可取 1.0。计算作用于直升机平台表面的风压时，前缘处的压力系数可取 C_p= 2.0，并沿着风的方向线性减小至后缘处的 C_p= 0，压力作用方向为向上或向下。

6.2.3.3　风力

Wind Power

垂直作用于构件轴或表面的风力可 F_W 计算为

$$F_W=CqS\sin\alpha \tag{6.12}$$

式中：

q 与式（6.10）的定义相同；S 为垂直于作用力方向的构件投影面积；α 为风向与暴露构件或表面的轴的夹角；C 为形状系数。

适用于不同情况的形状系数推荐值如下所述，所有形状系数均包含了构件下风侧的吸力效应。

1. 圆柱体

无限长圆柱体的形状系数 C_∞可根据图 6.3 选择。

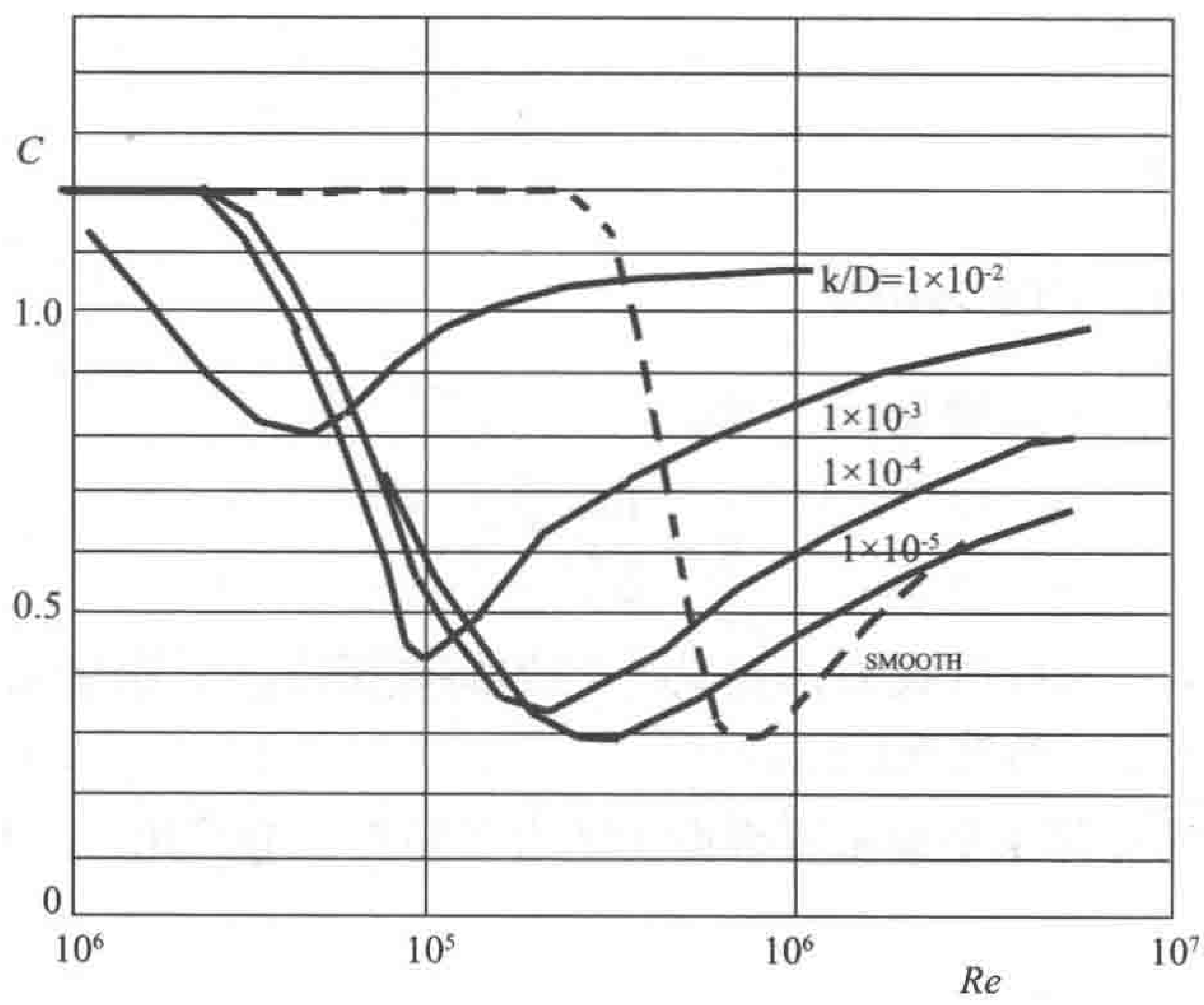


图 6.3　临界流型稳定流中固定圆柱体的阻力系数，适用于各种粗糙度（DNV-RP-205）

因而雷诺数 (Re) 可定义为

$$Re = \frac{DU_{T,z}}{v_a} \tag{6.13}$$

式中：

D 为构件直径；

v_a 为空气的动粘度，标准大气压 15℃下可取 $1.45 \times 10^{-5}\ \mathrm{m^2/s}$。

2. 矩形横截面

矩形横截面光滑构件的形状系数可取为

$$C_{S1}=2K_R\sin\alpha \tag{6.14}$$

$$C_{S2} = \left(1+\frac{b_2}{b_1}\right)K_R\sin\alpha \qquad b_2 \leqslant b_1 \leqslant 2b_2$$

$$=1.5K_R\cos\alpha$$

$$K_R=1.0, \qquad \frac{r}{b}\leqslant 0.10$$

$$K_R=\frac{1}{3}\left(4.3-13\frac{r}{b}\right), \qquad 0.10<\frac{r}{b}<0.25$$

$$K_R=0.35\frac{r}{b}, \qquad \frac{r}{b}\geqslant 0.25$$

式中：b_1 为矩形长边；b_2 为矩形短边；r 为截面的角半径；α 为矩形 b_1 边与横截面流动分量的夹角。b_1、b_2 和 α 如图 6.4 所示。

对于较宽的矩形横截面，有必要假定总阻力 P_{b1} 作用于距离表面前缘 $b_1/3$ 处，（见图 6.4）。

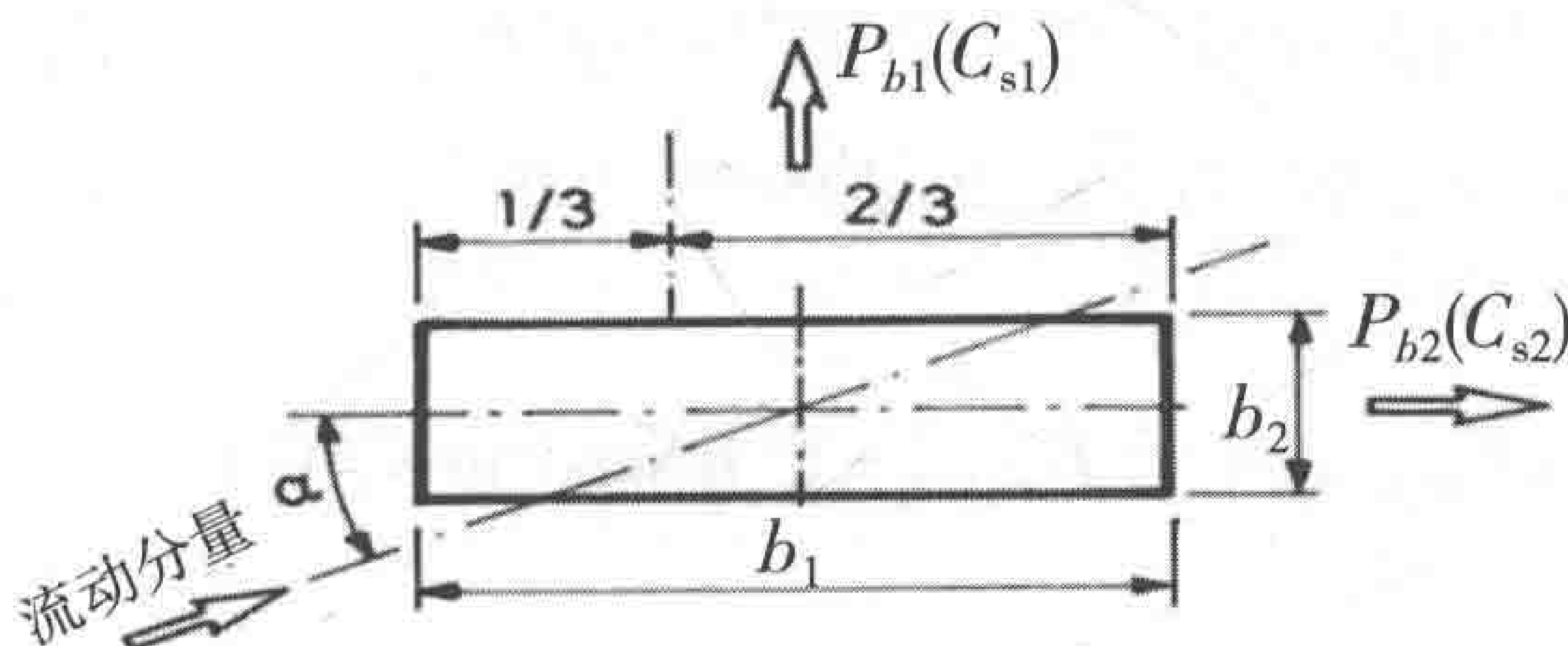


图 6.4　矩形横截面上的阻力（DNV–RP–205）

各种规则横截面光滑构件的形状系数和特征维度可根据 DNV RP–C205 中的表 5–2 选取，b_1 和 b_2 可视为分别与 P_{b1} 和 P_{b2} 垂直的维度。

3. 有限长效应

有限长独立构件的形状系数 C 可从下式得到：$C=\kappa C_\infty$；式中 κ 缩减系数为 l/d 比的函数，其中 d 为垂直于风向的构件横截面维度，l 为构件长度。

对于一端搭接在另一个构件或舱壁上且构件端部不存在自由流的构件，确定 κ 时需将 l/d 比加倍。如果构件两端均以上述方式搭接，则形状系数 C 的取值应与无限长构件相同。

4. 其他结构

对于像雷达天线和天线罩这样的球形和抛物面形结构，形状系数 C 可根据 DNV RP–C205 中的表 5–3 选取。

像甲板室以及安装在水平面上的类似立体结构，形状系数可根据 DNV RP–C205 中的表 5–5 选取。

关于各种结构形状系数的更多信息，可参见 Eurocode EN 1991–1–4 一般作用：风的作用。

定义风力时应考虑到两种效应。根据式（6.12），如果几个构件位于垂直于风向的面内，例如平面桁架或一组柱，则固化效应 φ 必须予以考虑。风力为

$$F_{\mathrm{W,SOL}}=C_e qS\varphi\sin\alpha \tag{6.15}$$

式中：

C_e 为有效形状系数；q 与式（6.12）的定义相同；S 与式（6.12）的定义相同，

为框架边界内的投影面积；φ 为密实度比，为垂直于作用力方向的框架暴露区域的投影面积与垂直于作用力方向的框架边界内面积之积；α 为风向和暴露构件的轴的夹角，定义同上。

另外一种效应是屏蔽效应。如果两个或多个框架沿着风向依次平行排列在前一个框架后，则需考虑屏蔽效应。作用于被屏蔽框架上的风力 $F_{W,SHI}$ 可计算为

$$F_{W,SHI}=F_W\eta \text{（若 } F_W=CqS\sin\alpha \text{ 可用）}$$

或者

$$F_{W,SHI}=F_{W,SOL}\eta \text{（若 } F_{W,SOL}=C_e qS\varphi\sin\alpha \text{ 可用）} \tag{6.16}$$

式中：

η 为屏蔽系数。

屏蔽系数 η 取决于迎风框架的密实度比 φ、构成框架的构件类型以及框架的间距比。屏蔽系数可根据 DNV RP-C205 的表 5-1 选取。

如果两个以上构件或框架沿着风向依次排列在前一个构件或框架后，则除第一个构件或框架外，作用于其余所有构件或框架上的风载荷都应该相同。

6.2.3.4 动态风载荷分析

Dynamic Wind Load Analysis

如果暴露设备和物体对风载荷的变化较为敏感，则应进行虑及风力时变性的详细动态风载荷分析。高塔、火炬臂以及顺应式平台，例如张力腿平台和悬链线系泊平台等，通常需要考虑进行此类分析。风力的时变分量会使浮式悬链线系泊平台产生低频共振横荡、纵荡和艏摇运动。可根据风能谱计算低频风力。针对适当的风和波浪加载，人们已经采用时域或频域方法对半潜式平台（Ochi 等，1977）、张力腿平台（TLP）（Kareem 等，1982）和自升式钻井平台（Weaver 等，1995）进行了结构分析。OCIMF （1994）给出了作用于船舶上的风力的估算方法。

风场的阵风变化情况可描述为不变风分量与阵风分量之和，脉动阵风的速度可用前面介绍过的阵风谱予以说明。在垂直于不变风方向的平面内，阵风的空间相关性（或分布）可采用垂直于不变风方向的水平衰减系数和垂直衰减系数，通过相干函数进行表达。

作用于暴露结构的瞬时风力为作用于各暴露构件的瞬时风力之和。瞬时风压 q 可由下式计算：

$$q = \frac{1}{2}\rho_{a} \mid U_{T,Z} + u - \dot{x} \mid \left(U_{T,Z} + u - \dot{x} \right) \quad (6.17)$$

式中：

u 为阵风速度和方向的变化量；$\dot{x}$ = 构件的瞬时速度。

对于时域计算，可将与谱对应的风速时程和上述风力计算结合起来，以确定风力的时程。

当采用频域计算时，如果与风速相比结构速度可以忽略，则瞬时风压通常呈线性关系，即

$$q = \frac{1}{2}\rho_{a}U_{T,Z}^{2} + \rho_{a}U_{T,Z}u \quad (6.18)$$

这说明脉动风力与脉动速度呈线性关系。

在直接频域分析中，可采用模态公式，将动态风载荷的截面谱密度与响应传递函数相乘即可得到解。如果模态的相关性较差，可将模态响应与平方和的平方根法（SRSS）结合起来。SRSS 法假定所有最大模态值在统计上均相互独立。如果模态的周期比较接近，则可采用完全二次型组合法（CQC）。这种方法假定所有最大模态值同时出现，载荷峰值可由下式估算为

$$F = \sqrt{\sum_{n}\sum_{m} f_{n}\,\rho_{nm}\,f_{m}} \quad (6.19)$$

式中：

f_n 为对应于模态 n 的模态力，求和计算包含了所有模态。阻尼 ζ 为常数的截面模态系数ρ_{nm}为

$$\rho_{mn} = \frac{8\zeta^{2}(1+r)r^{3/2}}{(1-r^{2})^{2}} + 4\zeta^{2}r(1+r)^{2} \quad (6.20)$$

式中：

r 为模态频率之比，$r=\omega_n/\omega_m \leqslant 1$。

分析中通常应该考虑所有相关效应，例如结构阻尼、空气动力学阻尼和水动力阻尼。

就结构设计而言，静态和动态风所导致的极限载荷效应可估算为

$$F=F_S+g\,\sigma(f) \quad (6.21)$$

式中：

F_S 为设计平均风速导致的静态响应；$\sigma(f)$为动态结构响应的标准偏差；g 为风的响应峰系数。

6.2.3.5 风洞试验建模

Wind Tunnel Test Model

当风载荷对整体稳性、偏移、运动或结构响应影响较大或存在动态失稳危险时，应进行风洞试验。当可用的理论方法容易产生较大不确定性时（例如因为新型设备或附近设备对相关设备造成影响），风洞试验可支持或替代理论计算。

建议通过可靠充分的模型试验获取数据，以确定作用于复杂形状结构上的压力及其所产生的载荷。

应根据结构的完整形状，在适当比例的模型上进行试验。必须对实际风况进行建模，以说明平均风速随地面或海平面上方高度的变化情况以及风的湍流水平。

6.2.3.6 计算流体动力学

Computational Fluid Dynamics

如上所述，可采用计算流体动力学（CFD）方法，在考虑压缩和湍流效应的情况下求解空气运动纳维－斯托克斯方程，从而计算出作用于结构的风载荷。利用计算流体动力学方法计算风在结构上产生的作用力时，应注意以下事项：

（1）结果在很大程度上取决于所使用的湍流模型。

（2）需对输入风速场正确建模，包括边界层效应。

（3）结构的暴露面积应该只占计算域流出面积的较小比例。

（4）网格解析度应达到每立方英尺结构体积至少为 10 个网格，结构之间的间距至少为 10 个网格。

（5）需对网格收敛情况进行研究。

（6）CFD 结果必须由风洞试验结果进行验证。

6.3 船舶和平台的风载荷研究 Study on Wind Load of Ship and Platform

6.3.1 作用于船舶的风载荷 Wind Load Acting on a Ship

就船舶设计而言，在设计明显暴露于风的上部结构（例如火炬塔、起重吊杆、模块等）时，需对风载荷予以说明。现场海平面上方 1 分钟平均风速必须与波浪的惯性载荷结合起来使用。风载荷一般不小于 2.5kN/m²。对于细长构件，例如火炬塔结构中的构件，需额外进行涡旋脱落评估。应采用合适的计算公式、*X* 和 *Y* 方向的阻力系数 CX 和 CY 以及艏摇力矩系数 CM，以确定作用于船舶的整体风加载情况（见图 6.5），如下所示：

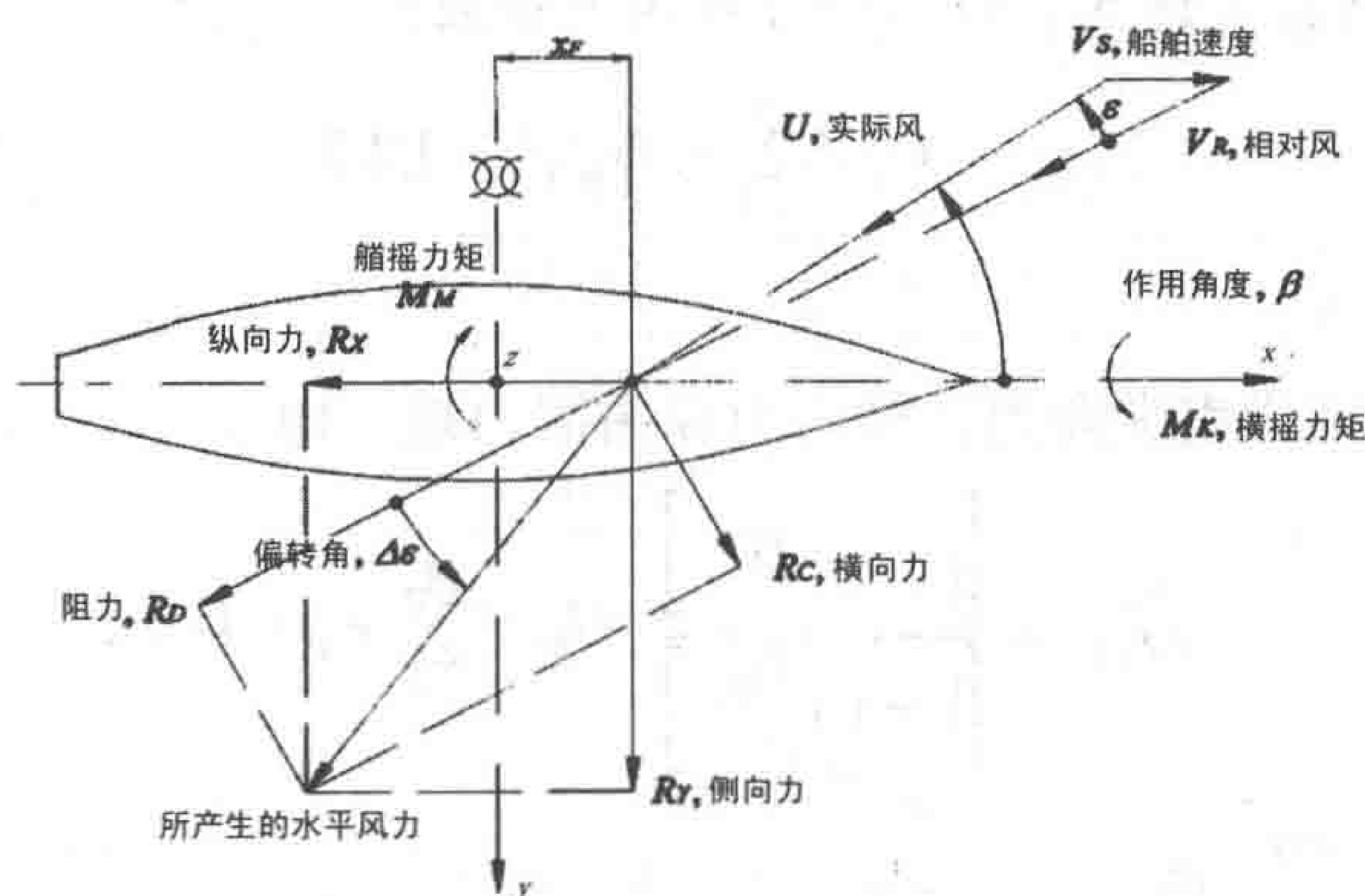


图 6.5　坐标系：作用于船舶的风力和力矩（Anton 等，2009）

$$R_x = \frac{1}{2}\rho_a U_{T,Z}{}^2 A_T C_x, R_y = \frac{1}{2}\rho_a U_{T,Z}{}^2 A_L C_y, M_M = \frac{1}{2}\rho_a U_{T,Z}{}^2 A_L L C_M \quad (6.22)$$

式中：

R_x、R_y 和 M_M 分别为 *x* 和 *y* 方向的风力分量以及船体中部风载荷的力矩，A_T 和 A_L 为水面上方前部和侧面投影面积，*L*为整体长度。

如 DNV RP-C205 所述，Isherwood（1972）提供了客船、渡船、货船、矿砂船、

尾拖渔船和拖船的阻力系数。下式给出了风力系数：

$$C_x = A_0 + A_1 \frac{2A_L}{L^2} + A_2 \frac{2A_T}{B^2} + A_3 \frac{L}{B} + A_4 + \frac{S}{L} + A_5 \frac{C}{L} + A_6 M \tag{6.23}$$

$$C_y = B_0 + B_1 \frac{2A_L}{L^2} + B_2 \frac{2A_T}{B^2} + B_3 \frac{L}{B} + B_4 + \frac{C}{L} + B_5 \frac{C}{L} + B_6 \frac{A_{SS}}{A_L} \tag{6.24}$$

$$C_M = C_0 + C_1 \frac{2A_L}{L^2} + C_2 \frac{2A_T}{B^2} + C_3 \frac{L}{B} + C_4 \frac{S}{L} + C_5 \frac{C}{L} \tag{6.25}$$

式中：S 为侧投影周长，C 为船首至侧投影面矩心的距离，A_{SS} 为上部结构侧投影面的面积，M 为不同桅杆或中柱组的数量。Isherwood （1972）以列表形式提供了上式中的常数 A_0~A_6、B_0~B_6 和 C_0~C_5 以及残余标准误差。

人们还开发了一些其他数值方法，用来预测作用于浮式结构的风力而无需重复进行直接模型试验。Haddara 和 Soares（1999）从文献中选择了三种可用方法（参见 Isherwood （1972）、Gould （1982）和 OCIMF （1994），用于估算一艘 351.0 m 长的油船在加载和压载条件下的风载荷，并将结果与 Blendermann（1993a）的试验数据进行了比较。该比较研究表明在各种船舶风载荷估算方法中尚无得到公认的方法。Haddara 和 Soares （1999）采用神经网络技术推导出了任意类型船舶风载荷的通用估算表达式，可用于计算风力系数：

$$C_k = \sum_{i=1}^{m} \gamma_{ki} H_{ki}, k = 1,2,3 \tag{6.26}$$

式中：

k=1,2,3 分别代表纵向力、横向力和艏摇力矩，即

$$H_{ki} = \frac{\left[1 - e^{-G_{ki}}\right]}{\left[1 + e^{-G_{ki}}\right]}, G_{ki} = \sum_{j=1}^{6} w_{kij} x_j, k=1,2,3 \tag{6.27}$$

且

$$x_1 = \frac{A_L}{L^2}, x_2 = \frac{A_T}{B^2}, x_3 = \frac{L}{B}, x_4 = \frac{S}{L}, x_5 = \varepsilon, x_6 = 1 \tag{6.28}$$

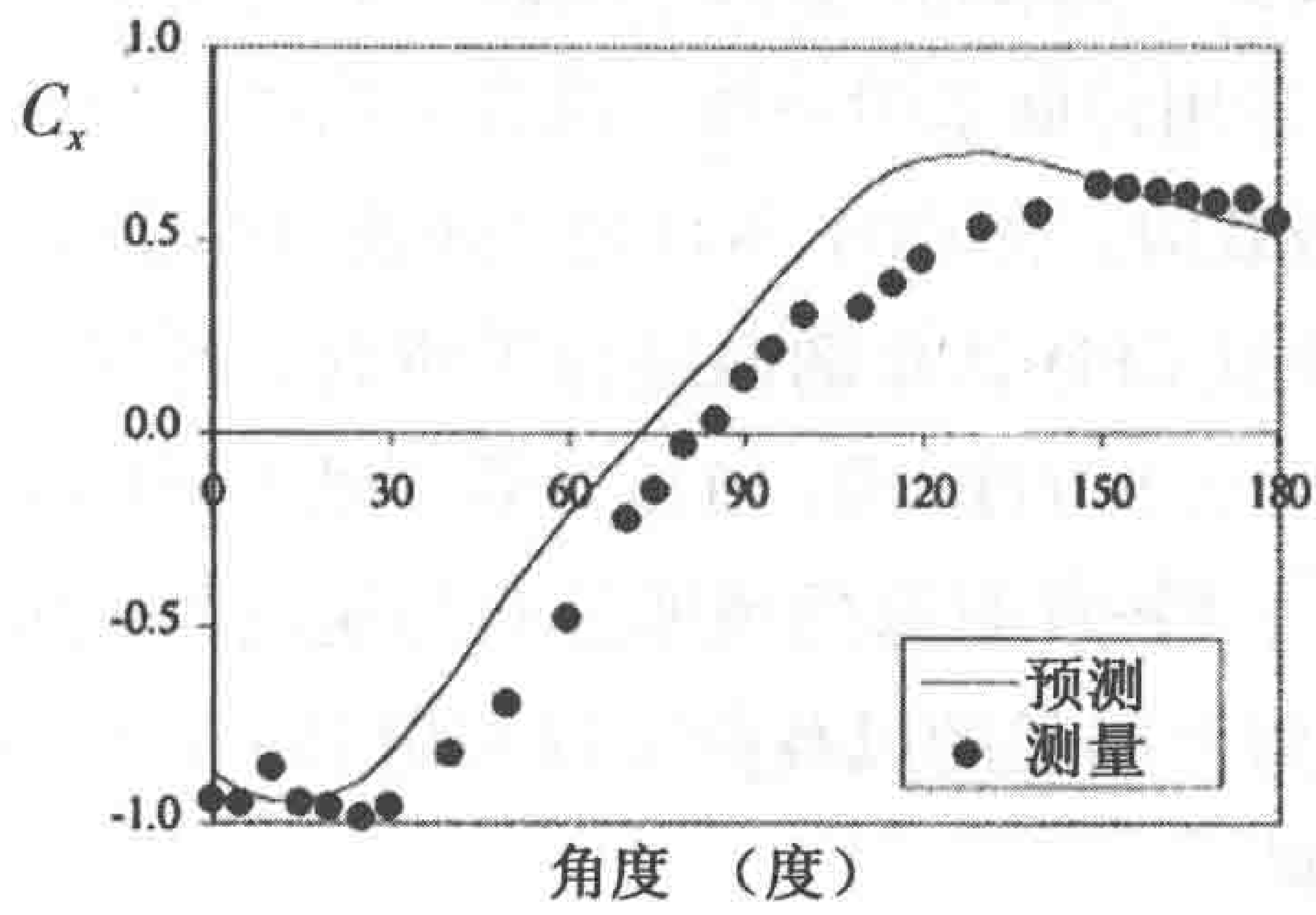
式中：

A_L 为侧投影面积，A_T 为横投影面积，S 为侧投影面中心与船中剖面的距离，ε 为船舶中心线与风速的夹角，L 为船舶长度，B 为船舶宽度。权重值 γ_{ki} 和 w_{kij} 的值由神经网络计算得出。表 6.2 列出了用于神经网络训练的船舶。图 6.6~ 图 6.11（Haddara, 1999）对油船风力系数的试验数据和预测数据进行了比较，所有情况

下预测数据与试验数据在定性结果上均保持一致。

表 6.2　神经网络训练所用的船舶（Haddra和 Soares，1999）

船舶	L/m	B/m	D /m
集装箱船（满载）	210.75	30.50	11.6
集装箱船（空载）	210.75	30.50	9.6
集装箱船（载货）	210.75	30.50	9.6
集装箱船（空载）	216.40	23.77	6.94
钻井船	150.1	21.35	7.00
游轮	143.90	17.35	5.90
游轮	161.00	29.00	6.05
汽艇	25.05	5.80	2.50
货船（载货）	141.1	18.50	7.32
货船（空载）	141.1	18.50	4.43
货船（载货）	155.45	23.10	8.69
货船（集装箱放置在甲板上）	155.45	23.10	8.69
研究船：风来自左舷	55.00	12.50	3.95
研究船：风来自右舷	55.00	12.50	3.95
快艇	53.60	9.20	2.50
海上供应船	61.95	13.00	4.85
海上供应船	61.00	13.00	4.85
天然气船（载货）	274.00	47.20	10.95
天然气船（压载）	274.00	47.20	8.04



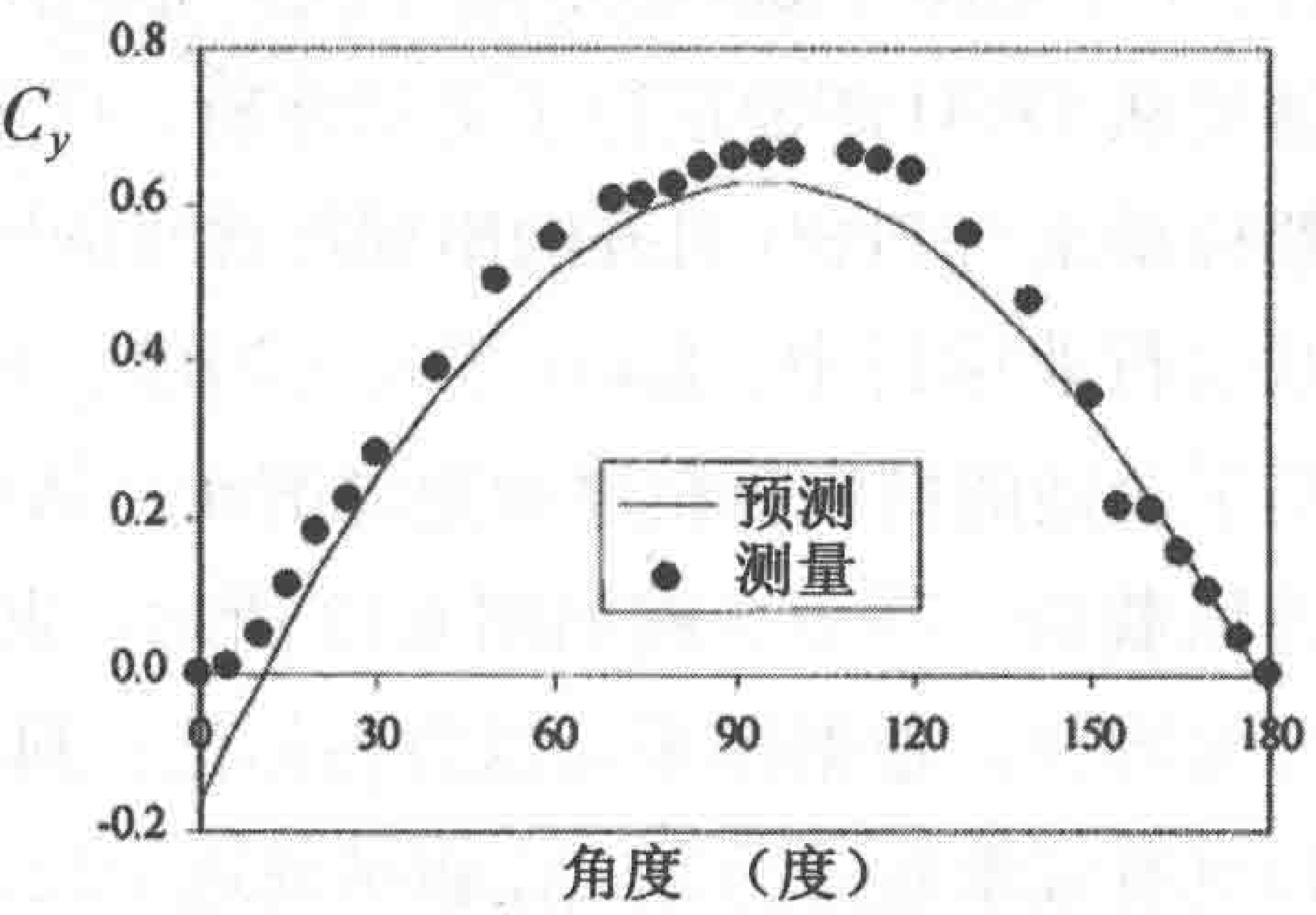


图 6.6　纵向力系数的预测和测量值（载货油船）图 6.7　侧向力系数的预测和测量值(载货油船）

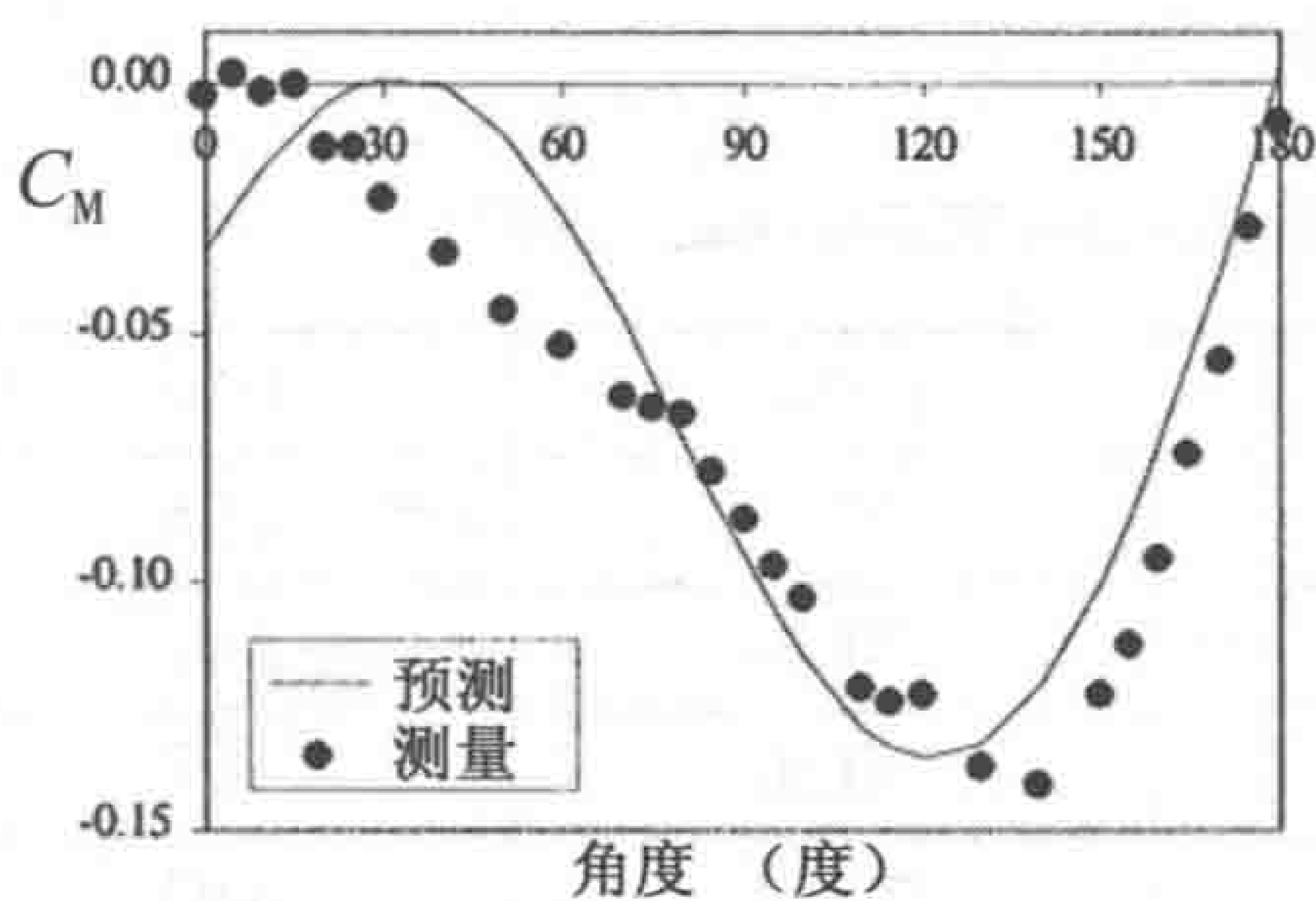


图 6.8 艏摇力矩系数的预测和测量值（载货油船）

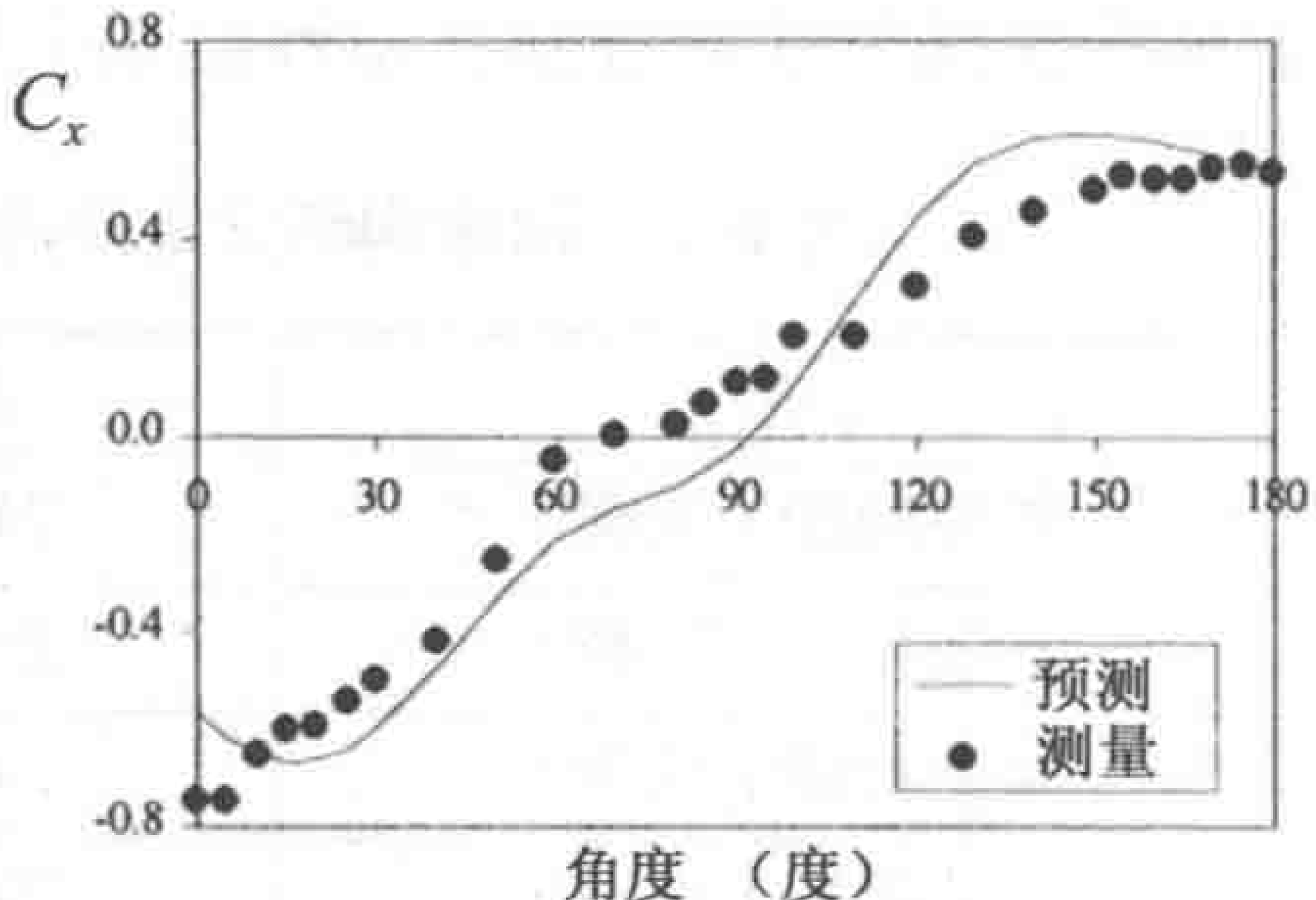


图 6.9 纵向力系数的预测和测量值（压载油船）

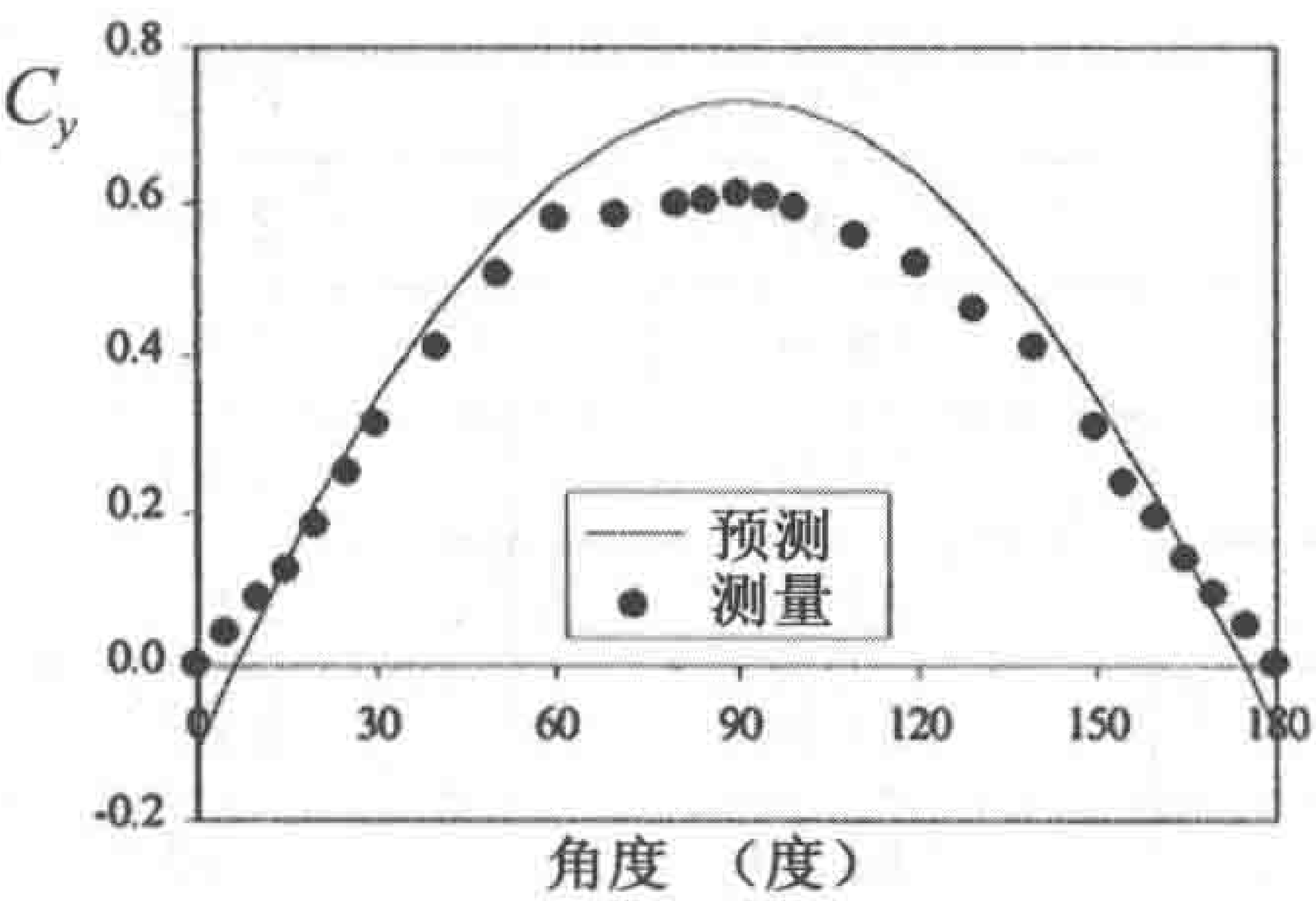


图 6.10 侧向力系数的预测和测量值（压载油船）

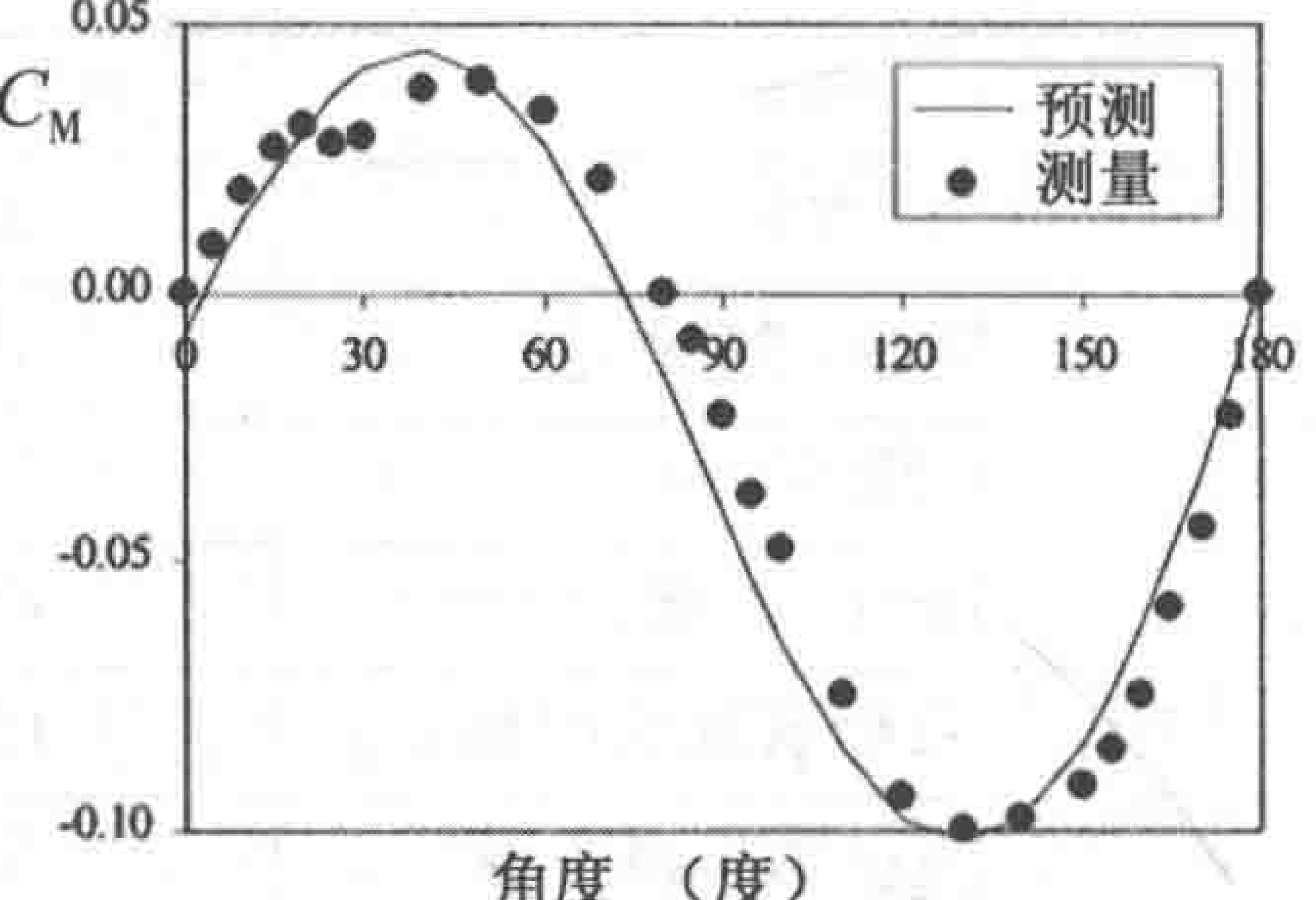


图 6.11 艏摇力矩系数的预测和测量值（压载油船）

CWE 是计算流体动力学（CFD）的一个分支，在过去三年里发展迅速，可用于数值评估风和船舶之间的相互作用。例如，针对 FPSO 串列式卸油布置，Koop 等人（2010）对将 CFD 分析用于推导风载荷的适用性和精确性进行了研究。该研究是 OO1 联合行业项目的一部分，分析了甲板上有五个正方形结构的满载驳船形 FPSO 和相距 450m 的压载穿梭油船的风载荷。Tannuri 等人（2010）对典型穿梭油船从 FPSO 卸油进行了类似分析，FPSO 采用伸展系泊系统。研究分析了穿梭油船移动至与 FPSO 对齐的串列位置时的屏蔽效应。在 OO1 和 OO2“卸油可操作性”联合行业项目中，Koop 等人（2012）对开发 CFD 计算剖面进行了研究。研究采用了合适的网格解析度和速度剖面，从 0 度至 180 度每隔 10 度计算 5 艘不同船舶的风载荷，其中 3 艘如图 6.12 所示。此外，FPSO 艉部的风速分布与速度测量值非常吻合。根据结果可以得出结论，典型海上船舶的风载荷可以采用 ReFRESCO 以具有成本效益的方式比较精确地予以预测。

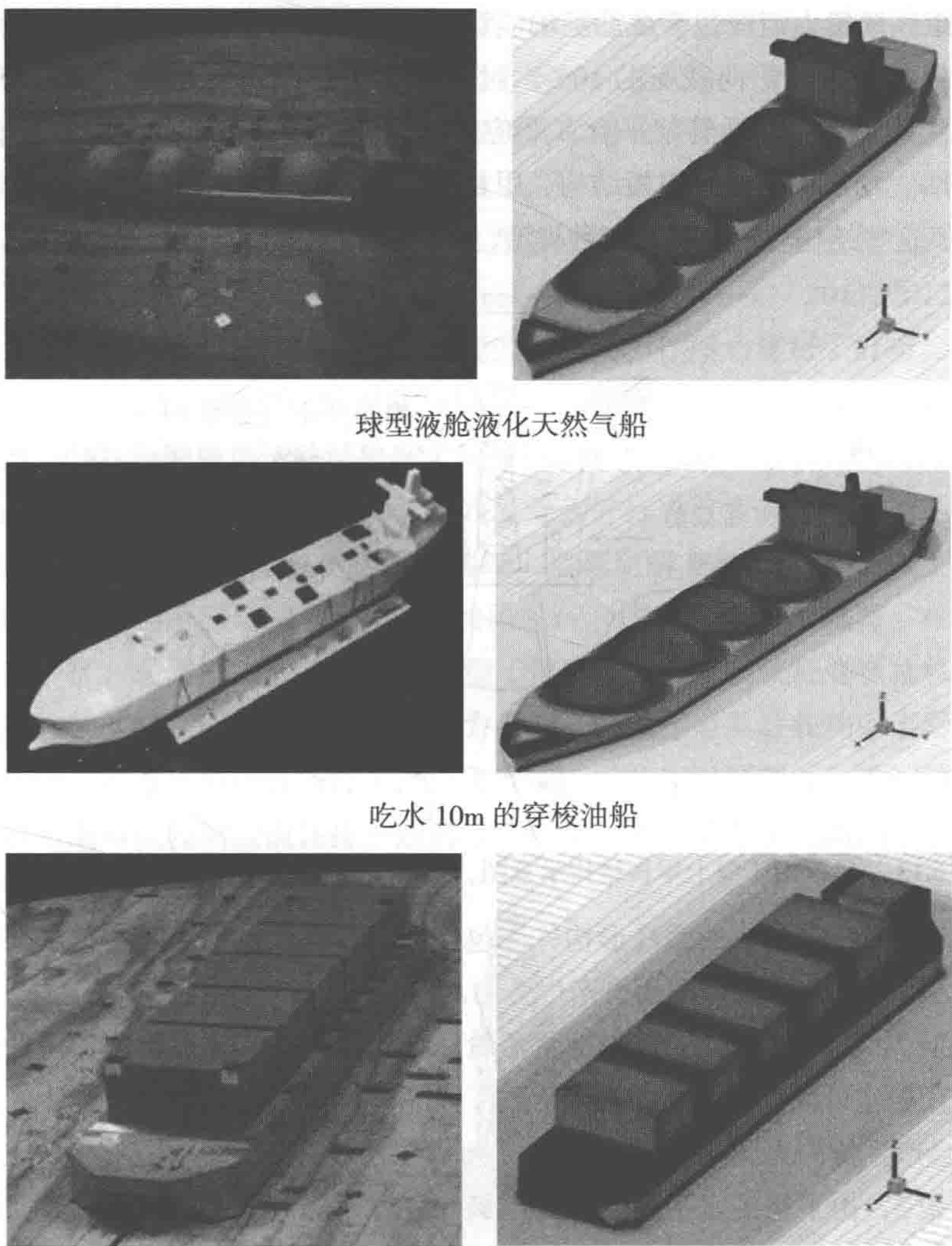


图 6.12　OO1 和 OO2 联合行业项目采用的风洞试验模型（左）和海上船舶风载荷计算网格（右）(Koop 等，2012)

6.3.2 作用于平台的风载荷 Wind Load Acting on the Platform

作用于平台的风载荷可分为整体和局部两种类型。整体载荷产生整体效应，例如倾覆力矩、底部剪力等。DNV-OS-C105 建议风载荷在张力腿平台上产生的

抬升力矩和倾覆力矩应包含在筋腱响应计算中。设计固定式离岸结构时，总体而言侧向风载荷占总侧向载荷的 10%，对于顺应式平台和浮式平台则为 25%。如果是气旋风，则对于导管架平台和顺应式平台，上述载荷需分别增加至 20% 和 40%~50%。局部效应涉及甲板结构、甲板组件和包络面设计。平台通常由不同结构构成，这些结构可大致分为四种类型，如图 6.13 所示。

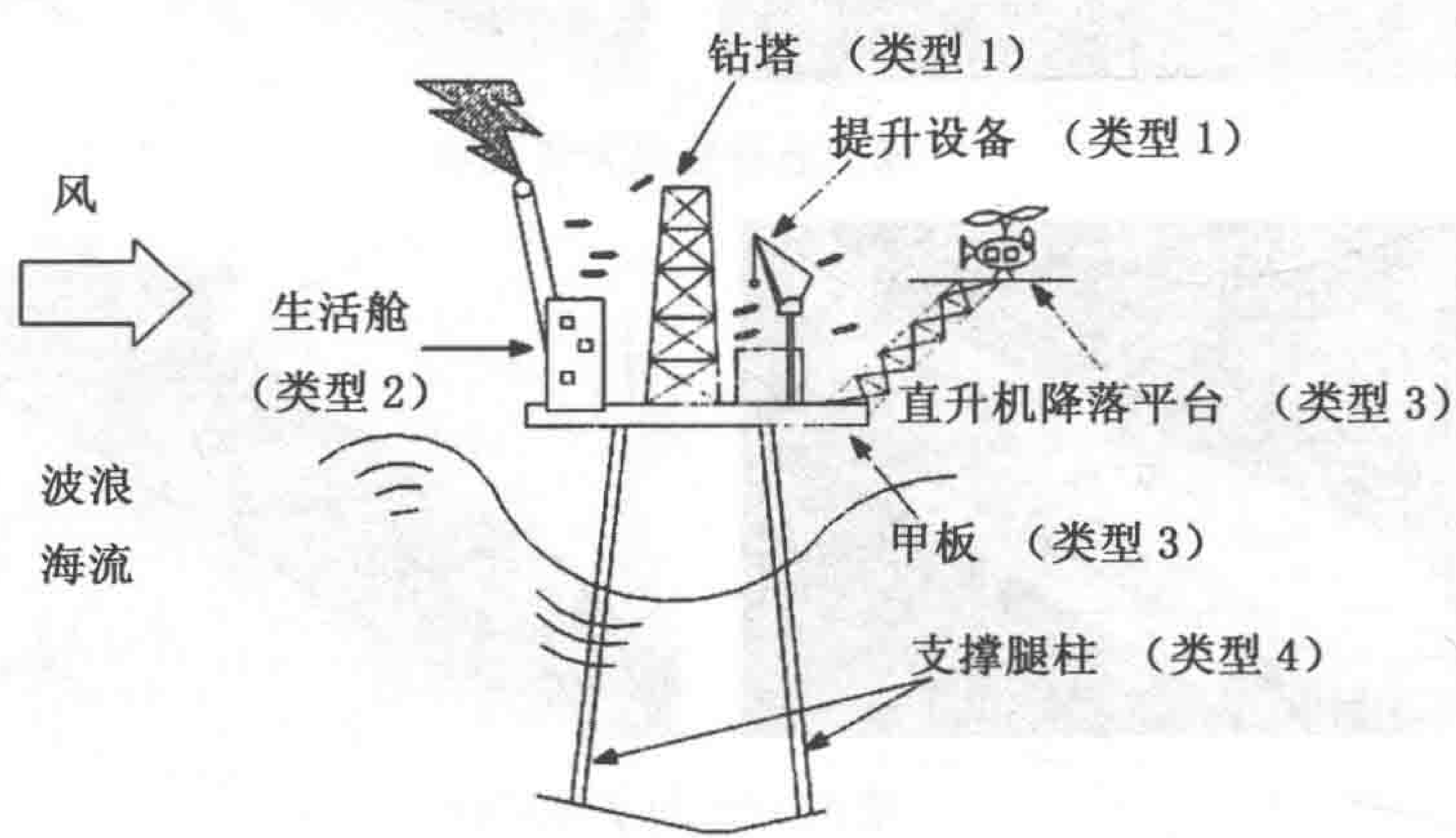


图 6.13　风作用于海上甲板结构示意图，显示了结构的几何类型（Anton 等，2009）

类型 1：直径较小的圆柱形构件，包括钻塔和提升设备等。由于水围绕圆柱体流动，气流发生分离，因而会产生升力。

类型 2：矩形表面，一般包括生活舱和办公室等。流体在物体尖角处分离，并在垂直于迎风面的平面上产生作用力，可采用 Davenport 阵风系数计算。流体分离也会产生侧向力。

类型 3：由平坦的水平面构成的甲板和直升机降落平台。风沿着表面流动，最终主要产生使此类结构上抬的向上作用力。

类型 4：平台支撑柱。其主要问题是拖带过程中暴露长度可达 130m，底部直径达 20m。由于基本上为类似于壳的结构，衍射理论不适用，因而必须进行特定的截面相关性假设和完整的谱分析。

研究人员已经对作用于离岸平台的风载荷进行了研究，并得到一些有益结果。Aquiree 和 Boyce （1974）对作用于离岸钻井平台的风力进行了估算。Lee 和 Low（1993）的研究成果基于刚性离岸平台模型的风洞试验，他们在 1:268 比例模型的 141 个位置安装了压力传感器，用于测量风载荷。风速由热线风速计测量。风洞试验的结果表明风载荷对腿柱的影响极大。在浮动状态下，所有阻力的约 70%

和所有倾覆力矩的 80% 是由风载荷造成的。Haddara 等人（1999）和 Yang 等人（2009）对飓风条件下作用于钻井平台固定系统的载荷进行了分析，并重点分析了结构的动力学。风力时间序列与波浪和海流作用均呈线性关系，可通过传统方法计算和应用。此外还确定了平台的 CWE。

Wang 等人（2010）采用计算流体动力学分析对半潜式平台进行了风载荷研究，并将结果与风洞试验进行了比较。Wnek 和 Guedes Soares（2011, 2012）对作用于浮式液化天然气平台和液化天然气船的空气动力作用力进行了分析，通过商业 CFD ANSYS CFX 软件得到结果并与风洞试验测量值进行了比较。差异最大的是侧向力，CFD 预测值比试验结果低了约 50%。

Zhang 等人（2010）对半潜式平台的风载荷进行了数值研究，采用了计算流体动力学（CFD）技术，例如雷诺平均纳维 – 斯托克斯方程（RANS）模型和大涡模拟（LES）等，用于预测作用于平台的风载荷和围绕平台流动的风。在相关的湍流模型中，大涡模拟加上动态 SGS 模型（见图 6.14）能够较好地预测风在典型矩形高结构物上产生的作用力的平均压力系数、脉动压力系数和功率谱密度。在数值仿真中，对入射流边界条件（例如速度剖面和湍流强度剖面）进行精确建模是使数值结果与试验测量值保持一致的重要因素。风洞试验中不同的流入边界条件会产生不同的平均压力系数。



图 6.14　LES 湍流模型（Zhang 等，2010）

6.4　参考文献

References

[1] A. Koop, C.M. Klaij, and G. Vaz. Predicting Wind Shielding for FPSO Tandem

Off loading Using CFD. In Proceedings of OMAE2010, Shanghai, China, June 2010.

[2] A. Koop, B. Rossin, G. Vaz. Predicting Wind Loads on Typical Offshore Vessels Using CFD. In Proceedings of OMAE2012, Rio de Janeiro, Brazil, July, 2012.

[3] A. Kareem, C. Dalton, Dynamic effects of wind on tension leg platforms, Vol. I, OTC Paper 4229, Offshore Technology Conference, USA, 1982, pp. 746–757.

[4] Ashan Kareem, M. ASCE. Wind-induced Response Analysis of Tension Leg Platforms. Journal of Structural Engineering, Vol.111, No. 1, January, 1985.pp37–55

[5] Andersen, O.J., and J. Løvseth, "The Maritime Turbulent Wind Field. Measurements and Models," Final Report for Task 4 of the Statoil Joint Industry Project, Norwegian Institute of Science and Technology, Trondheim, Norway, 1992.

[6] Andersen, O.J., and J. Løvseth, "The Frøya database and maritime boundary layer wind description," Marine Structures, Vol. 19, 2006, pp. 173–192.

[7] Anton Turk, Jasna PRPIĆ–ORŠIĆ, Estimation of Extreme Wind Loads on Marine Objects, Brodo Gradnja, 60(2009)2, 147–156.

[8] Aquiree, J.E. and Boyce, T.R. (1974) "Estimation of wind forces on offshore drilling platforms" . Trans. Royal Inst. Nav. Arch. (RINA), 116, 93–119.

[9] Blendermann W. Schiffsform und Windlast–Korrelations–und Regression analyse von Windkanalmes–sungen am Modell. Report No. 533. Institut fur Schiffbau der Universitat Hamburg, 1993a. 99 pages plus Appendix.

[10] Bentamy, A. and Croize–Fillon D. Gridded surface wind fields from Metop/ ASCAT measurements. International Journal of Remote Sensing, 8, 2011, pp.1–26.

[11] Bustamante, E. (2010). Quality assurance of surface wind observations from automated weather stations. Journal of Atmospheric and Oceanic Technology, 27, pp. 1101–1122.

[12] Blevins, R.D. "Flow–Induced Vibrations" . Krieger Publishing Company. 1990.

[13] DNV–RP–C205, Environmental Conditions and Environmental Loads, April, 2014.

[14] DNV–OS–C101, Design of Offshore Steel Structures, General (LRFD Method), July, 2014.

[15] DNV–OS–C102, Structural Design of Offshore Ships, October, 2014.

[16] DNV–OS–C105, Structural Design of TLPs (LRFD Method), July, 2014.

[17] Gould RWF. The estimation of wind loads on ship superstructures. The Royal Institution of Naval Architects, monograph, No. 8, 1982. p. 34.

[18] HSE(Health & Safety Executive), Environmental considerations, Offshore Technology Report No. 2001/010, HSE Books, Sudbury, Suffolk, England, 2002.

[19] ISSC 2012–vol 3, 18th International Ship and Offshore Structures Congress, 2012.

[20] ISSC 2012–vol 1, 18th International Ship and Offshore Structures Congress, 2012.

[21] Isherwood RM. Wind resistance of merchant ships. Trans. Roy. Inst. Naval Architects 1972, 114:327–338.

[22] Jim'enez. P. A., Gonz'alez–Rouco, J. F., Navarro, J., Mont'avez, J. P., Garc'ıa Bustamante, E. (2010). Quality assurance of surface wind observations from automated weather stations. Journal of Atmospheric and Oceanic Technology, 27, pp. 1101–1122.

[23] Ricciardulli, L. and Wentz F. (2011). Reprocessed QuikSCAT (V04) wind vectors withKu–2011 Geophysical Model Function, Remote Sensing Systems. Technical Report 043011.

[24] Lee TS, Low HT. Wind effects on offshore platforms: a wind tunnel model study. Proceedings of the Third International Offshore and Polar Engineering Conference, Singapore, 1993. pp. 466–470.

[25] M.R. Haddara, C. Guedes Soares. Wind Loads on Marine Structures. Marine Structures, 12 (1999), pp. 199–209.

[26] M.K. Ochi, S.L. Bales, Effect of various formulations in predicting responses of marine vehicles and ocean structures, Vol. I, Offshore Technology Conference, USA, 1977, pp. 133–148.

[27] Offshore platform brochure, Risk Management Solutions (RSM).

[28] OCIMF, “Prediction of wind and current loads on VLCCs” . Oil Companies International Marine Forum. 2nd Edition. 1994.

[29] M. Faltinsen. Sea Loads on Ships and Offshore.1998.

[30] SIGTTO, Prediction of Wind Loads on Large Liquefied Gas Carriers. Technical report, Society of International Tanker & Terminal Operators, Ltd., 2007.

[31] Quilfen, Y., Vandemark, D., Chapron, B., Feng, H., Sienkiewicz, J. (2011). Estimating gale to hurricane force winds using satellite altimeter. Journal of Atmospheric and Oceanic Technology, 28, pp. 453–458.

[32] Shen Zhang, Lei Wang, Shi–zhi Yang, Huan Yang. Numerical Evaluation of Wind Loads on Semi–Submersible Platform by CFD. Proceedings of the ASME 2010 29th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. OMAE 2010–20209.

[33] S.E. Hirdaris, W. Bai, D. Dessi, etc. Loads for use in the design of ships and offshore structures, Ocean Engineering 78 (2014) 131–174.

[34] Simiu, E., and R.U. Scanlan (1978) "Wind Effects on Structures" . An Introduction to Wind Engineering, John Wiley, New York, 1978.

[35] Troesch A.W., Van Gunst R.W., and Lee S., 'Wind Loads on a l:115 Model of a Semisubmersible,' Marine Technol, 20(July1983), 283–289.

[36] T.O. Weaver, C.R. Briskman, Calibration of a dynamic analysis procedure based on measurements from the north sea jack–up in severe storm, OTC Paper 7840, Vol. 3, OTC, 1995, pp. 333–342.

[37] Walree, F. and Willemsen, E., Wind Loads on Offshore Structures, BOSS, 1988.

[38] Wang, L., Zhang, S., Yang, S., Yang, H., Numerical evaluation of wind loads on semi–submersible platform by CFD. In: Proceedings of the 29th International Conf on Ocean. Offshore and Arctic Engineering, Shanghai, China. 2010.

[39] Yang, C.K., Bae, Y.H., Kim, M.H., Ward, E.G., 2009. Loads on tie–down systems for foating drilling rigs during hurricane conditions. In: Proceedings of the 19th International Offshore and Polar Engineering Conference, Osaka, Japan.

[40] Wnek, A.D., Guedes Soares, C., Numerical analysis of the shadow effect of an LNG foating platform on an LNG carrier under wind conditions. In: Rizzuto, Soares, Guedes (Eds.), Sustainable Maritime Transportation and Exploitation of Sea Resources. Taylor & Francis Group, 2012, London, ISBN: 978–0–415–62081–9.

[41] Wnek, A.D., Guedes Soares, C., Numerical analysis of the shadow effect of LNG f oating platform on a LNG carrier under wind condition. In: Proceedings of 14th Congress of the International Maritime Association of Mediterranean, 2011, Genoa, Italy.

第 7 章　离岸结构的载荷和动态响应

Loads and Dynamic Response for Offshore Structures

7.1 概述
General

离岸结构设计的一个关键问题是定义运输路线和安装位置的环境条件，并针对诸如运输、安装、极限作业条件以及生存等各种情况确定作用于结构的环境载荷。从设计规范可以获取用于定义环境条件的参数，例如 API RP 2T 等规范。

评估结构强度需要使用预测极限值，确定极限值有多种方法（Ochi, 1981, 1990）。本章将详细论述适用于短期（在风暴中生存）波浪数据和长期波浪数据的方法。

本章的目的是全面介绍离岸结构设计的环境条件和载荷，并详述极限响应预测的最新进展情况。离岸结构的结构分析系统方法可用于波浪载荷作用下的极限响应预测和疲劳评估。

振动及与之相关的动态效应也是结构设计和振动控制的重要因素，本章附录介绍了振动分析的基础知识。

本章与极限载荷相关的内容修改自 Zhao, Bai 和 Shin（2001）。

7.2 环境条件
Environmental Conditions

7.2.1 环境标准
Environmental Criteria

获取和选择离岸结构设计的环境标准是船东的责任。统计模型对于完整描述环境条件至关重要。设计时通常需要考虑以下环境条件（API RP 2T, 1997）：

（1）风。

（2）波浪。

（3）海流。

（4）潮汐。

（5）冰。

（6）地震。

（7）海生物。

1. 部分环境条件详细介绍如下：

风

风是重要的设计因素。设计中所用的风力条件应根据已获取的风力数据合理确定并与其他相关环境参数保持一致。通常用两种方法来评估风对设计的影响：

（1）将风力视为常数并基于 1 分钟平均风速进行计算。

（2）基于稳定分量计算脉动风力，即 1 小时平均风速加上时变分量，时变分量需根据经验阵风谱计算。

选择哪种方法取决于系统参数和分析目的。根据系统的系泊方法和所用风力谱，每种方法均可得出比另一种方法更大的载荷。设计风速应为静水水面上方 10 米处的风速。设计中还需考虑到风向迅速变化及其所导致的动态载荷。

波浪

风生波浪是影响离岸结构的环境作用力的主要分量。此类波浪是随机的，波浪高度和长度均会发生变化，并可能同时从多个方向影响离岸结构。因为具有随机性，所以通常用几个统计波浪参数来描述海况，例如有效波高、谱峰值周期及方向性等。

根据所选择的短期海况可计算出极限波浪载荷及其载荷效应，这种方法的主要目的是能够估算与规定年超越概率（例如 10^{-2} 或 10^{-4}）相对应的载荷和载荷效应而无需进行完整的长期响应分析，这就是所谓的设计风暴概念。

采用了设计风暴概念的近似公式将使用在 $H_{m0}-T_P$ 平面内构成一根轮廓线的有效波高和峰值周期组合。可通过不同方法确定这种轮廓线，确定概率水平为 10^{-2} 的轮廓线的最简便方法是先估算该概率水平下的 H_{m0} 值和条件平均值 T_p。然后即可通过 H_{m0} 和 T_p 联合概率模型估算出轮廓线，模型的概率密度恒定。这种轮廓线的例子如图 7.1 所示。沿着轮廓线可确定所有海况的准确极限值，取其中的最大值即可估算出概率水平为 10^{-2} 的载荷效应。

2. 海流

最常见的海流类型有：

（1）潮流，与天文潮相关。

（2）环流，与海洋环流模式相关。

（3）风暴产生的海流。

（4）套流和涡流。

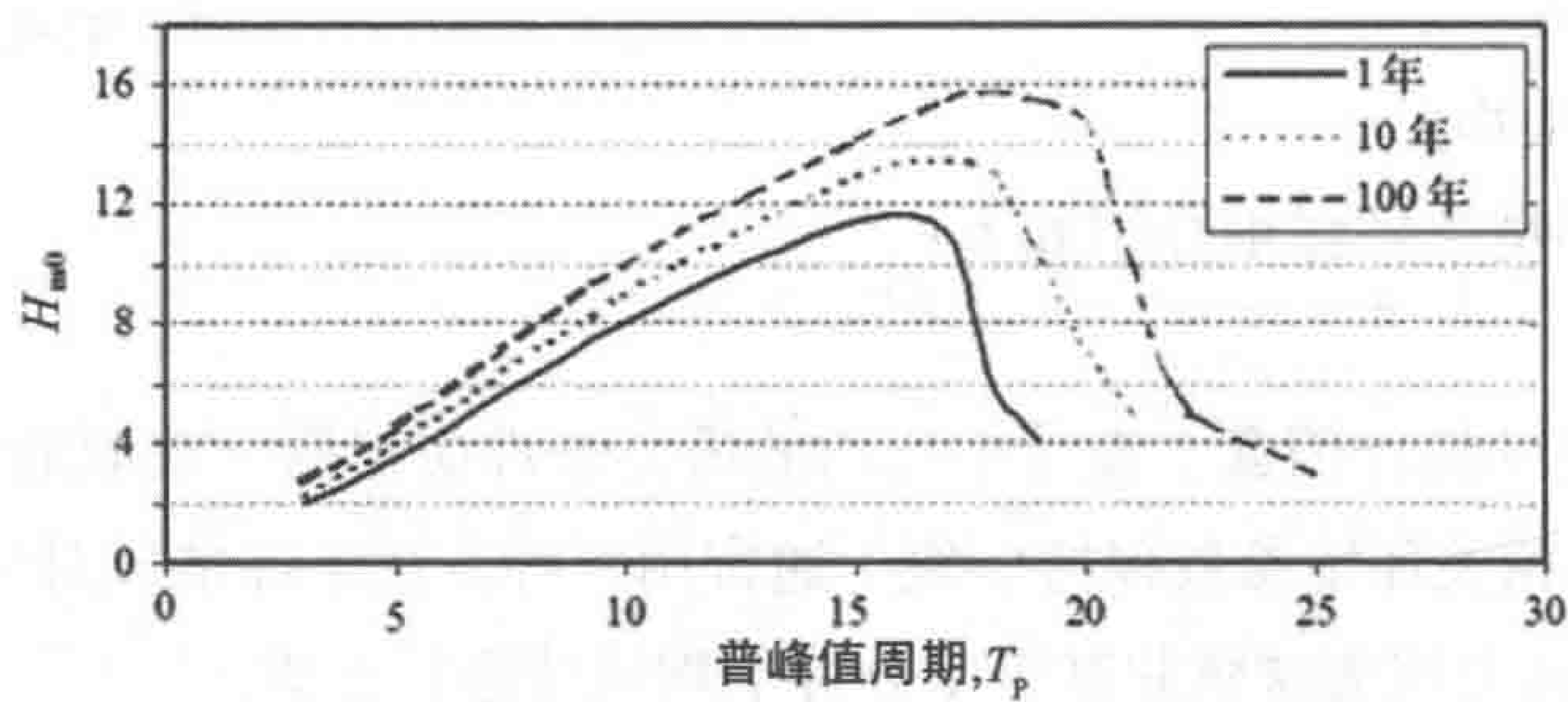


图 7.1　H_{m0}-T_p 轮廓线样例

这些海流的矢量和为总海流。海流速度和方向随高程的变化情况可通过海流剖面来表达，设计时应确定极限风暴海况的总海流剖面。在有些地区海流力是主要设计载荷之一，因而选择合适的海流剖面时需谨慎考虑。

关于风和海流环境条件的详细介绍可参见 Chakrabarti（1987）和 CMPT（1998）。

7.2.2　规则波浪 Regular Waves

水质点的速度和加速度可由规则波浪理论予以说明。常用的波浪理论包括（Chakrabarti, 1987）：

（1）线性 Airy 波浪理论（小振幅波理论是最简单常用的波浪理论）。

（2）Stokes 有限振幅波理论。

（3）椭圆余弦波理论。

（4）流函数波理论。

（5）标准波浪理论。

7.2.3　不规则波浪 Irregular Waves

真实海洋具有不规则波浪的特点，而非规则波浪。变化缓慢的局部海况可合

理地假定为短期稳定，合适的时间段为 3 小时。海况一般通过波浪谱予以描述，包括有效波高 H_S 和特征周期 T，例如峰值周期 T_P 或过零周期 T_Z。一个波浪谱只能描述一种短期海况，基于一种短期海况的统计值称为短期统计值。当采用短期方法预测极限响应时，通常将基于长期波浪统计数据的“极限”风暴波浪谱作为短期海况使用。Bhattacharyya（1978）对不规则波浪及概率最高的最大波浪振幅进行了详细介绍。

7.2.4　波浪散布图 Wave Scatter Diagram

为了说明海况的变化情况需要对其进行长期描述。波浪散布图可提供某一地点有效波高和特征周期的联合概率表。Beck 等（1989）概述了采集海浪数据的方法：

（1）由气象船上的专业观测人员对波浪情况（波高和周期）进行目测估计：Hogben 和 Lumb（1967）收集了 1953–1961 年期间约 500 艘英国船舶在世界各地的航海日志记录。

（2）使用船载仪表测量波浪并确定点谱：Pierson 和 Moskowitz（1964）对波浪生成过程及充分发展波浪谱进行了评估。

（3）方向谱。

（4）美国海军波况后报：根据已收集的世界各地重要商业航道多年完整风力数据计算出一系列波浪谱，这种方法可以替代波浪数据，参见 Bales 等（1982）。

图 7.2 对北海 W156 处和墨西哥湾 W391 处的波浪散布图轮廓线进行了比较，数据检索自波浪数据库。如图所示，W156 处的波浪环境要比 W391 处的波浪环境恶劣得多。为了得到波浪散布图，需对各种短期波浪数据进行统计平均处理，应积累较长时间（如 10~20 年）的短期波浪数据并涵盖由不同（H_S, T）组合所定义的所有海况。基于长期海况描述的统计值称为长期统计值。与各波浪散布图相对应的波浪方向概率亦需提供。图 7.3 为 24 个等分方向区中网格区 W156 和 W391 的波浪方向概率分布，图中所示各方向的半径说明了该特定方向的概率。

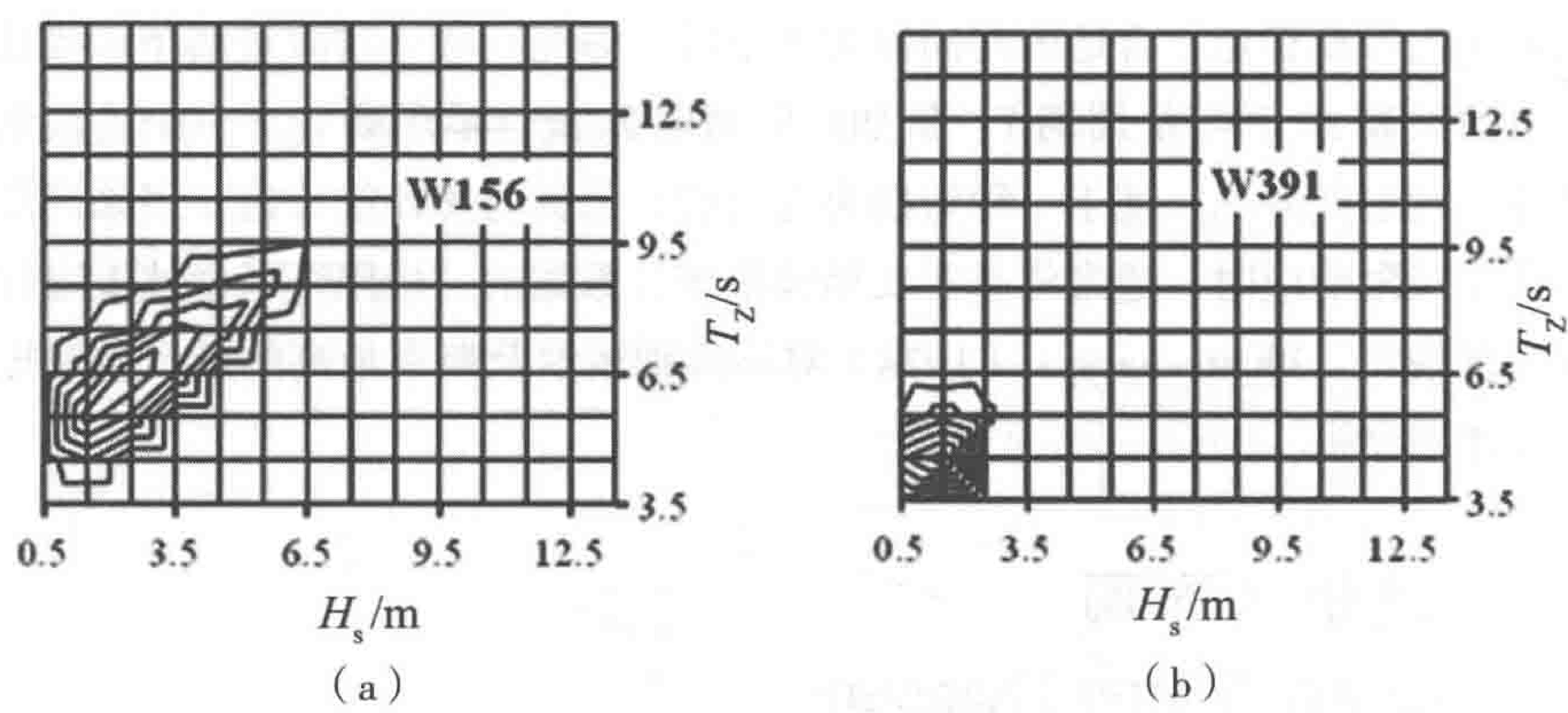


图 7.2　两个地点的波浪散布图比较 (Zhao, Bai & Shin, 2001)
（a）北海某处　（b）墨西哥湾某处

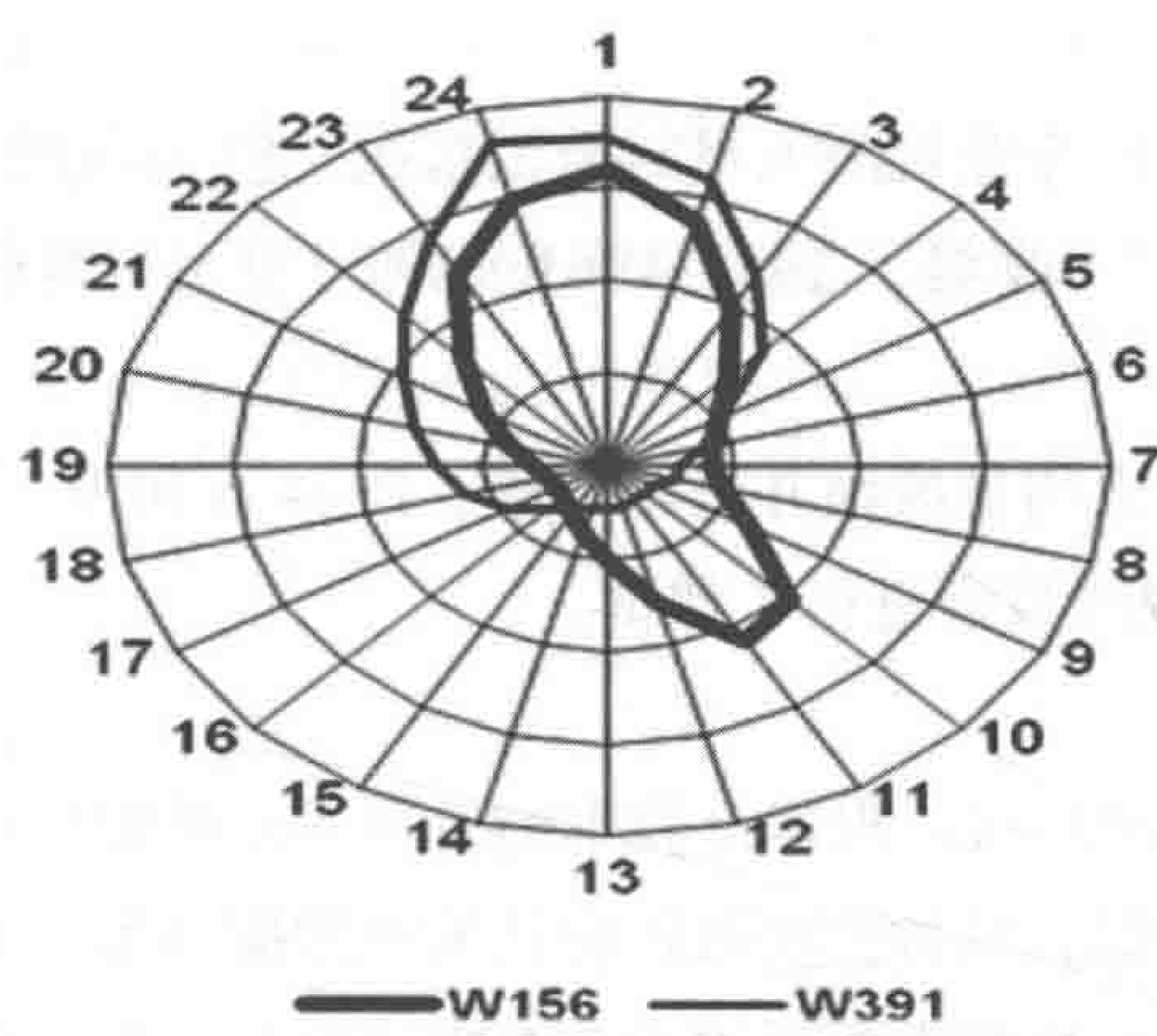


图 7.3　波浪方向概率 (Zhao, Bai & Shin, 2001)

表 7.1 为北海北部二维波浪散布图的例子。

波浪散布图只能为一个特定地区提供长期波浪描述。为了对船舶在以往使用过程中的疲劳损伤进行评估，就有必要获取航道沿程的附加波浪信息。出于这个目的可使用全球波浪数据库，从数据库中能够检索到商业航道上任何波浪区的波浪数据（见图 7.4）。

表 7.1　波浪散布图，北海北部代表性数据 (Faltinsen, 1990)

有效波高 /m（区间上限）	谱峰值周期 /s																			和
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	21	22	
1	59	403	1 061	1 569	1 643	1 362	982	643	395	232	132	74	41	22	12	7	4	2	2	8 636
2	9	146	1 233	3 223	5 104	5 814	5 284	4 102	2 846	1 821	1 098	634	355	194	105	56	30	16	17	32 155
3	0	6	146	831	2 295	3 896	4 707	4 456	3 531	2 452	1 543	901	497	263	135	67	33	16	17	25 792
4	0	0	6	85	481	1 371	2 406	2 960	2 796	2 163	1 437	849	458	231	110	50	22	16	3	15 442
5	0	0	0	4	57	315	898	1 564	1 879	1 969	1 228	748	398	191	84	35	13	5	1	9 118
6	0	0	0	0	3	39	207	571	950	1 069	885	575	309	142	58	21	7	2	0	4 839
7	0	0	0	0	0	2	27	136	347	528	533	387	217	98	37	12	4	2	0	2 329
8	0	0	0	0	0	0	2	20	88	197	261	226	138	64	23	7	2	1	0	1 028
9	0	0	0	0	0	0	0	2	15	54	101	111	78	39	14	4	1	0	0	419
10	0	0	0	0	0	0	0	0	2	11	30	45	39	22	8	2	1	0	0	160
11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	7	15	16	11	5	1	0	0	0	57
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	4	6	5	2	1	0	0	0	19
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	2	2	2	0	0	0	0	6
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
和	68	623	2 446	5 712	9 576	12 799	14 513	14 454	12 849	10 225	7 256	4 570	2 554	1 285	594	263	117	52	45	100 001

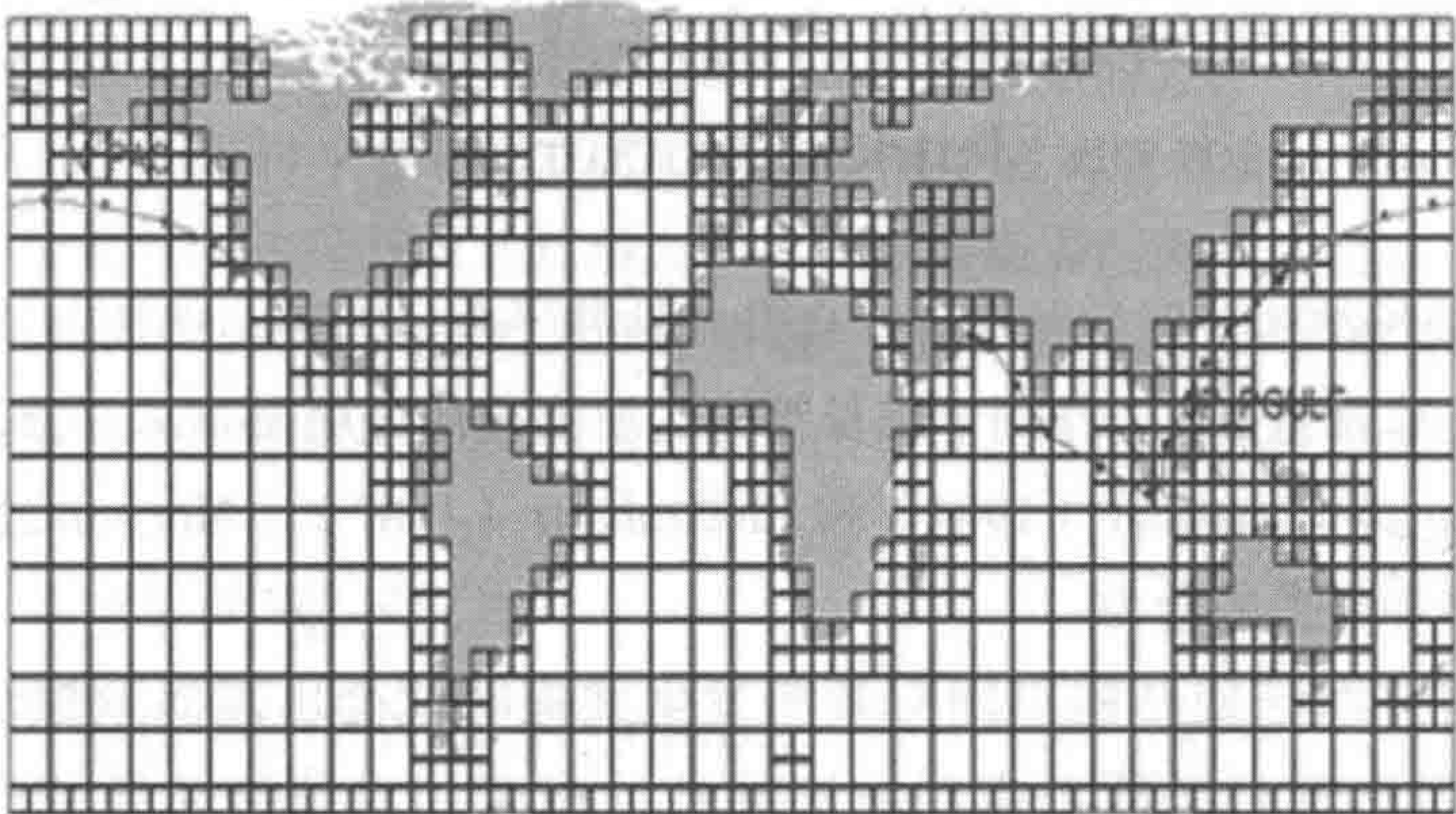


图 7.4　波浪数据库的波浪网格及两条商业航道样例 (Zhao, Bai & Shin, 2001)

7.3 环境载荷和浮式结构动力学 Environmental Loads and Floating Structure Dynamics

7.3.1 环境载荷 Environmental Loads

根据 API RP 2T（1997），在离岸结构设计中需考虑的环境载荷包括：

（1）风力。

（2）海流力。

（3）波浪载荷。

（4）冰载荷。

（5）波浪冲击力。

（6）地震。

（7）偶然载荷。

（8）火灾和爆炸载荷。

7.3.2 作用于细长结构的海洋载荷 Sea loads on Slender Structures

对于细长结构，例如导管架、自升式钻井平台、管道、立管以及系泊缆，黏性流现象是非常重要的。作用于细长结构的波浪载荷可用 Morison 公式进行预测，参见 Sarpkaya 和 Isaacson（1981）和 Chakrabarti（1987）。Morison 公式假定作用力为惯性力和阻力的合力。

当波浪/海流使结构以固有频率发生共振时就会出现涡致振动（VIV）。设计管道和立管时必须考虑到波浪导致的疲劳和涡致振动导致的疲劳（Bai, 2001）。

7.3.3　作用于大型结构的海洋载荷
Sea loads on Large-Volume Structures

当结构的尺寸与波长相当时，结构上的压力可改变结构附近的波浪场。因而在计算波浪力时有必要考虑到波浪从结构表面的衍射及波浪的散射（Charkrabarti, 1987）。

一阶势力：用于分析规则波浪中大型结构线性稳态响应的最常用技术是面元法（也称为边界元法、积分方程法或汇源法）（Faltinsen, 1990），该方法基于位势论，并假定与结构的横截面尺寸相比，流体和结构的振幅均较小。这种方法只能预测表面波浪散射和附加质量产生的阻尼，但无法包含黏滞效应。在响应幅值算子（RAO）的线性分析中，作用力和响应与波浪振幅成正比，且响应频率主要为波浪频率。

二阶势力：二阶分析可确定与波浪振幅平方成正比的附加作用力和响应。二阶作用力包括稳定力、多种低频作用力（使系泊浮动系统产生横荡、纵荡和艏摇）和高频作用力（使张力腿平台产生横摇、纵摇和垂荡波激振动）。将波浪振幅作为小参数的摄动分析是解决非线性波浪 - 结构问题的最常用方法，可在二阶解决非线性问题（Faltinsen, 1990）。

除边界元法外，有限元法或混合法（BEM & FEM）也可以制订用于一般几何体的商业规范。针对特定几何体，采用通过数学方法开发的特殊简化方法更为有效。当黏滞力较为重要时可使用衍射和 Morison 阻力混合法，通过阻力来说明衍射导致的流速变化，阻力计算基于未扰动流，但采用了更为精确的方法。

在深海中，各种高阶波浪载荷效应也变得非常重要（CMPT, 1998）：

●高阶势流和阻力与高度非正弦波结合可产生高阶脉冲力；

●结构部件与水面的冲击导致底部砰击和抬起（在近垂直面上）；特定位置处砰击压力的持续时间为毫秒级并且最大压力位置会随着时间而变化。

Bhattacharyya （1978）对波浪载荷、甲板淹湿和砰击以及砰击对船体梁弯矩的影响作了全面而易于理解的论述。

7.3.4　浮式结构动力学
Floating Structure Dynamics

离岸结构的动态响应包括船舶在波浪中的耐波性运动、结构振动以及系泊系

统的响应。离岸结构的响应可根据频率分类如下：

（1）波浪频率响应：响应周期在5~15s之间。这是常见的船舶耐波性运动，可用一阶运动理论计算。

（2）缓变响应：响应周期在100~200s之间。这是船舶及其系泊系统的缓慢漂移运动。设计系泊系统和立管系统时缓变响应与线性一阶运动同等重要。风亦可使海洋结构发生高自然周期的缓变振动，这是由周期为1min左右且能量较大的风所致。浮动系统的波浪频率和缓慢漂移分量如图7.5所示。

（3）高频响应：响应周期要远低于波浪周期。对于远洋船，所产生的高频波激振动力可导致称为颤振的高频结构振动（Bhattacharyya, 1978）。由于系索的轴向刚度较高，所以张力腿平台在横摇、纵摇和垂荡时的自然周期为2~4s。波激振动是一种对谐振的共振响应（CMPT, 1998）。

（4）冲击响应：当压力峰值较高的冲击载荷作用于船舶/平台底部时，船体和水之间的冲击会导致发生砰击。张力腿平台系索的高阶脉冲力是一种对冲击载荷的瞬时响应。不可脱离结构响应单独考虑高频响应和冲击响应。流体弹性也是一个重要问题。

当系统处于共振加载作用下时，阻尼力就较为重要，共振加载以系统的其中一个固有频率循环施加。阻尼包括水动力阻尼、结构阻尼以及土/基础阻尼等。

本书主要介绍结构设计，以上只是浮式结构动力学的概述。运动和载荷计算的详细信息可参见Bhattacharyya（1978），Beck等（1989），Faltinsen（1990）和CMPT（1998）。

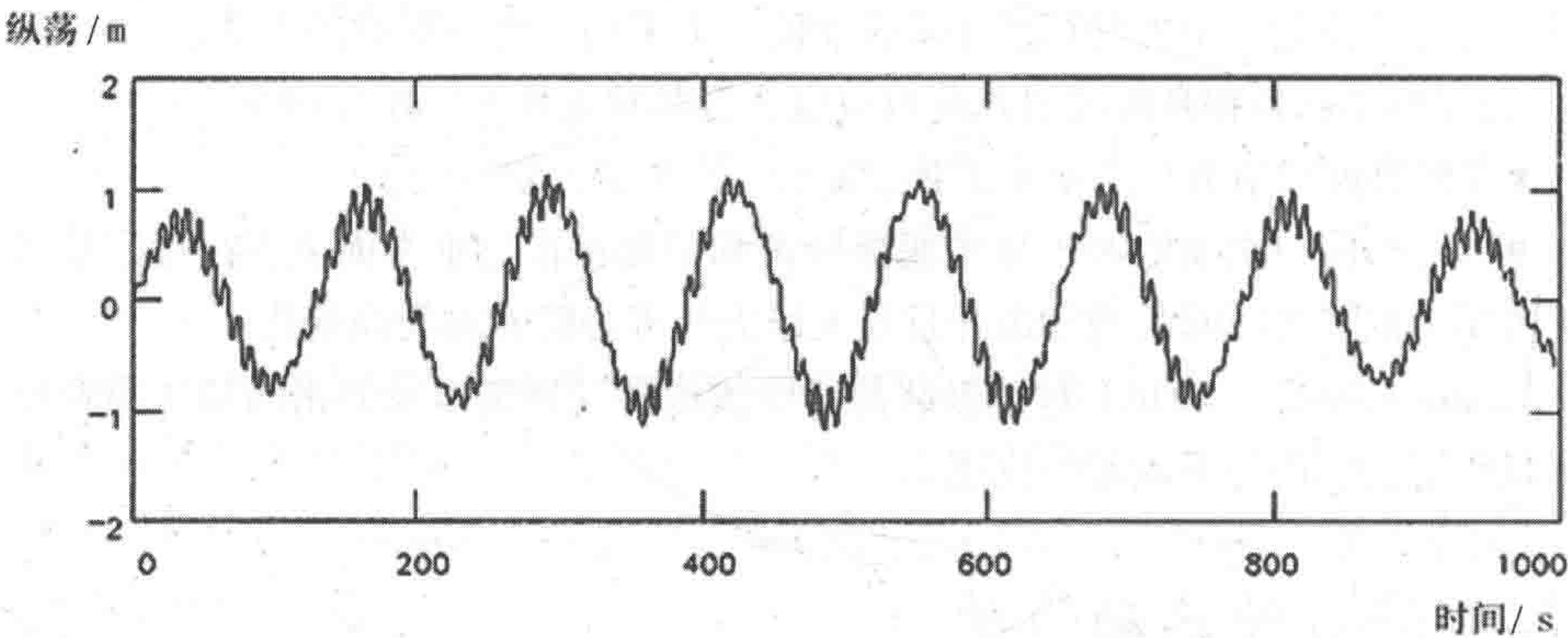


图7.5　显示波浪频率和缓慢漂移分量的系泊船舶纵荡时程图（CMPT, 1998）

7.4 结构响应分析 Structural Response Analysis

7.4.1 结构分析 Structural Analysis

对于浮式生产储卸装置的结构分析，Bai 和 Shin（2001）提出以下一般程序：

（1）基于作业定义浮式生产储卸装置的主要工作内容，作业是影响局部甲板载荷、储存液舱载荷和整体运动响应的主要因素。典型作业包括正常作业、风暴残存条件、加载条件以及卸载条件。

（2）基于主要工作内容确定甲板和液舱的一系列静态加载模式 Λ_l。

（3）针对每种 Λ_l，计算浮式生产储卸装置、系泊系统和立管系统的整体运动以及作用于浮式生产储卸装置的水动力。

（4）在各种波浪频率和波浪方向下对船体梁结构进行加载，载荷应包含以下分量（Zhao, 1996; ABS, 1992）：

- 甲板和内部液舱的静态载荷；
- 静态结构载荷；
- 水静力；
- 水动力；
- 运动导致的回复水静力；
- 运动导致的结构惯性载荷和内部液舱晃荡载荷；
- 系泊和立管作用力；
- 剪力、弯矩和扭矩。

（5）针对各种波浪频率 ω、波浪方向 α_k 和加载模式 Λ_l 进行结构分析以计算应力 *FRF*，$H(\omega, \alpha_k, \Lambda_l)$。$(\omega, \alpha_k, \Lambda_l)$ 的每种组合均构成结构分析中一种不同的加载工况。有限元法或其他简化结构分析可用于各种层面的分析，参见第 6 章。例如在船体梁强度层面分析甲板和船底板的强度时，使用垂直弯矩和截面模量进行计

算可以得到满意的结果。

表 7.2 是液舱加载模式的一个样例（ABS, 1992）。

表 7.2 液舱加载模式

编号	液舱加载说明	
1	均质液体满载	设计吃水
2	正常压载	空载吃水
3	部分装载	满载的 33%
4	部分装载	满载的 50%
5	部分装载	满载的 67%

水动力分量包括入射波浪力、衍射波浪力和运动导致的散射波浪力（附加质量和阻尼力）。流体力学的位势论基于利用源分布的边界元法，可用于水动力的数值计算。目前，采用三维模型（首选）或二维片条方法的水动力分析软件得到了广泛应用。数值技术和其他载荷效应（例如船艏外漂冲击、底部砰击、甲板上浪、冰载荷以及偶然载荷）的详细论述超出了本章的范围，可参见 Faltinsen（1990）。

对于浮式生产储卸装置，波浪方向 α_k 的定义如图 7.6 所示。取决于系泊类型，α_k 方向的波浪概率需根据浮式生产储卸装置的局部坐标进行变换。例如如果使用了转塔式系泊系统，就应该考虑风标系统，并且可以忽略一些波浪方向。

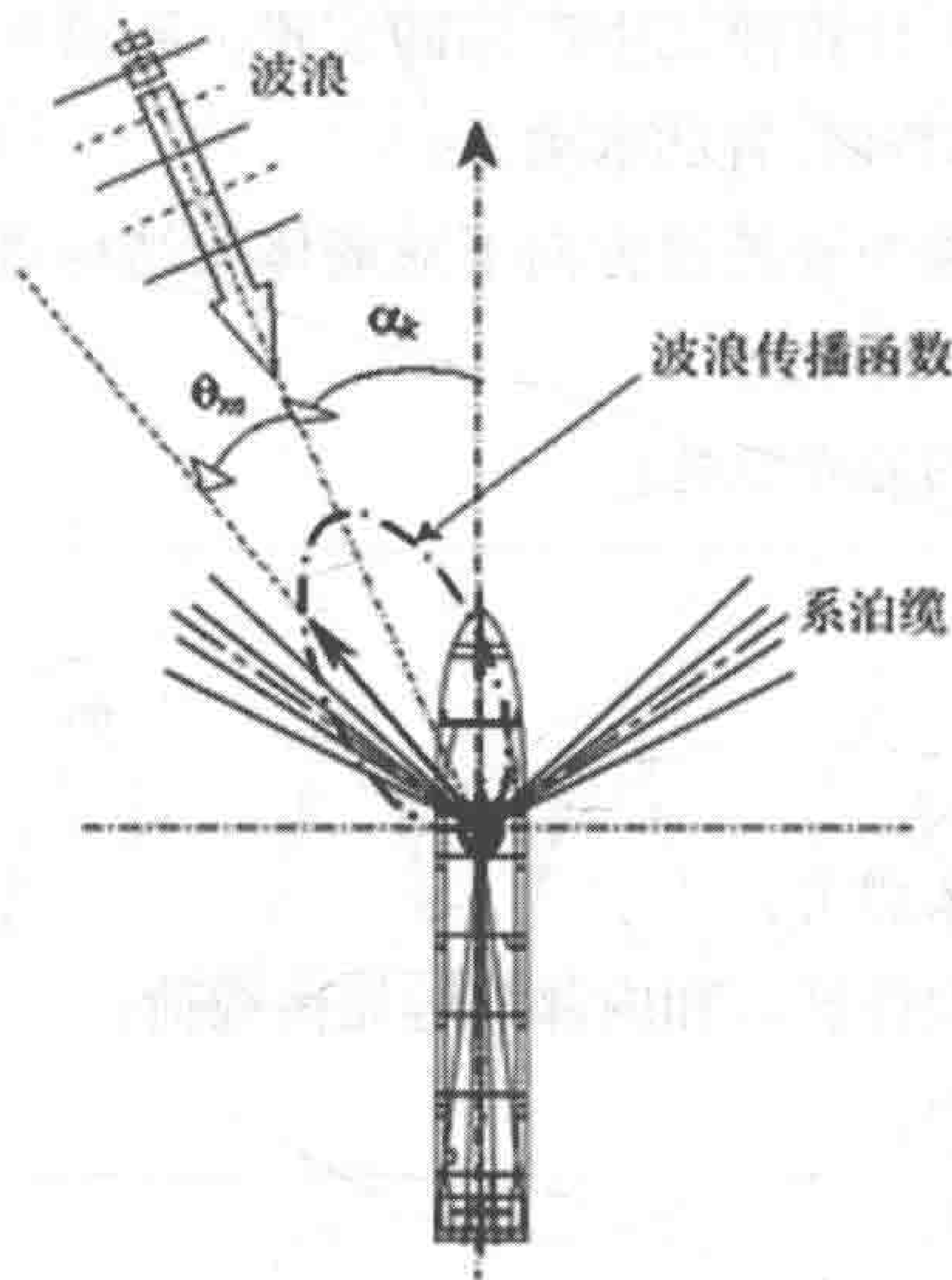


图 7.6 浮式生产储卸装置系统及波浪方向性和波浪传播坐标

7.4.2　响应幅值算子 (RAO)
Response Amplitude Operator (RAO)

波浪散布图只能为一个特定地区提供长期波浪描述。评估强度时确定应力频率响应函数（*FRF*）或响应幅值算子（*RAO*），$H(\omega, \alpha_k, \Lambda_l)$ 是主要工作之一，因为可将激励波浪转化为结构响应。这种线性动态理论概念适用于任何振动“载荷”（波浪、阵风、机械激振等）和“响应”（运动、张力、弯矩、应力、应变等）。

对于线性系统，在某一波浪频率下其响应函数可表达为

$$Respone(t)=RAO\cdot\eta\ (t)$$

式中：

$\eta\ (t)$ 为波形，是时间 t 的函数。可采用理论计算或实验测量来确定响应幅值算子（*RAO*）（Bhattacharyya, 1978）。几乎所有理论计算均忽略黏滞度并使用势流。

一般而言，结构可视为“黑盒子”，如图 7.7 所示。输入盒子的是载荷时程，结构分析输出的是响应时程。响应幅值算子概念的基本假定是线性，即可在叠加输入的基础上叠加输出。在这种情况下，通过将载荷表达为傅里叶级数并针对各分量估算其响应的傅里叶级数，即可得到结构对任何波形规则振动载荷的响应。典型的响应幅值算子如图 7.8 所示，为驳船在船舷浪中的横摇响应幅值算子。响应幅值算子表达为波浪周期（s）的函数，运动幅度的单位为度，波浪振幅的单位为 m（或 ft）。可将一阶波浪理论用作波浪频率响应来计算响应幅值算子。

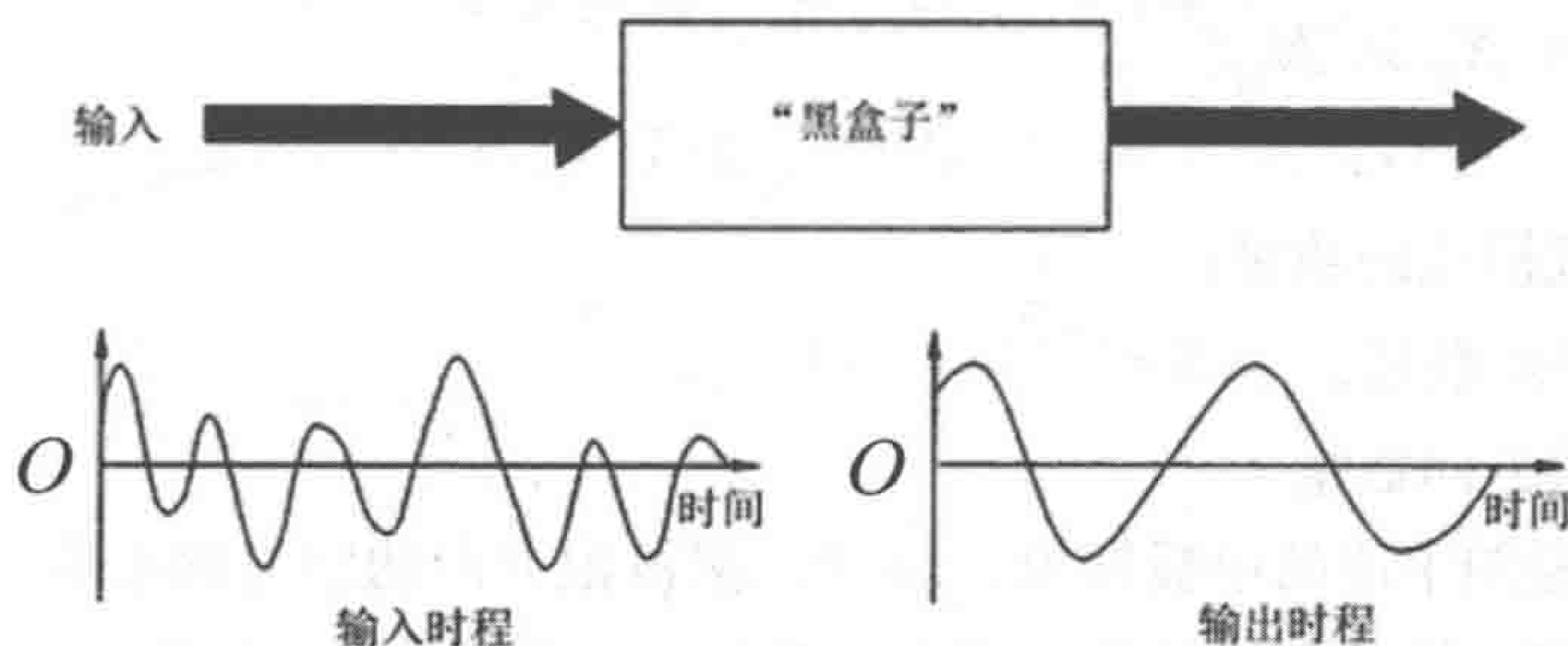


图 7.7　结构的响应幅值算子概念（CMPT, 1998）

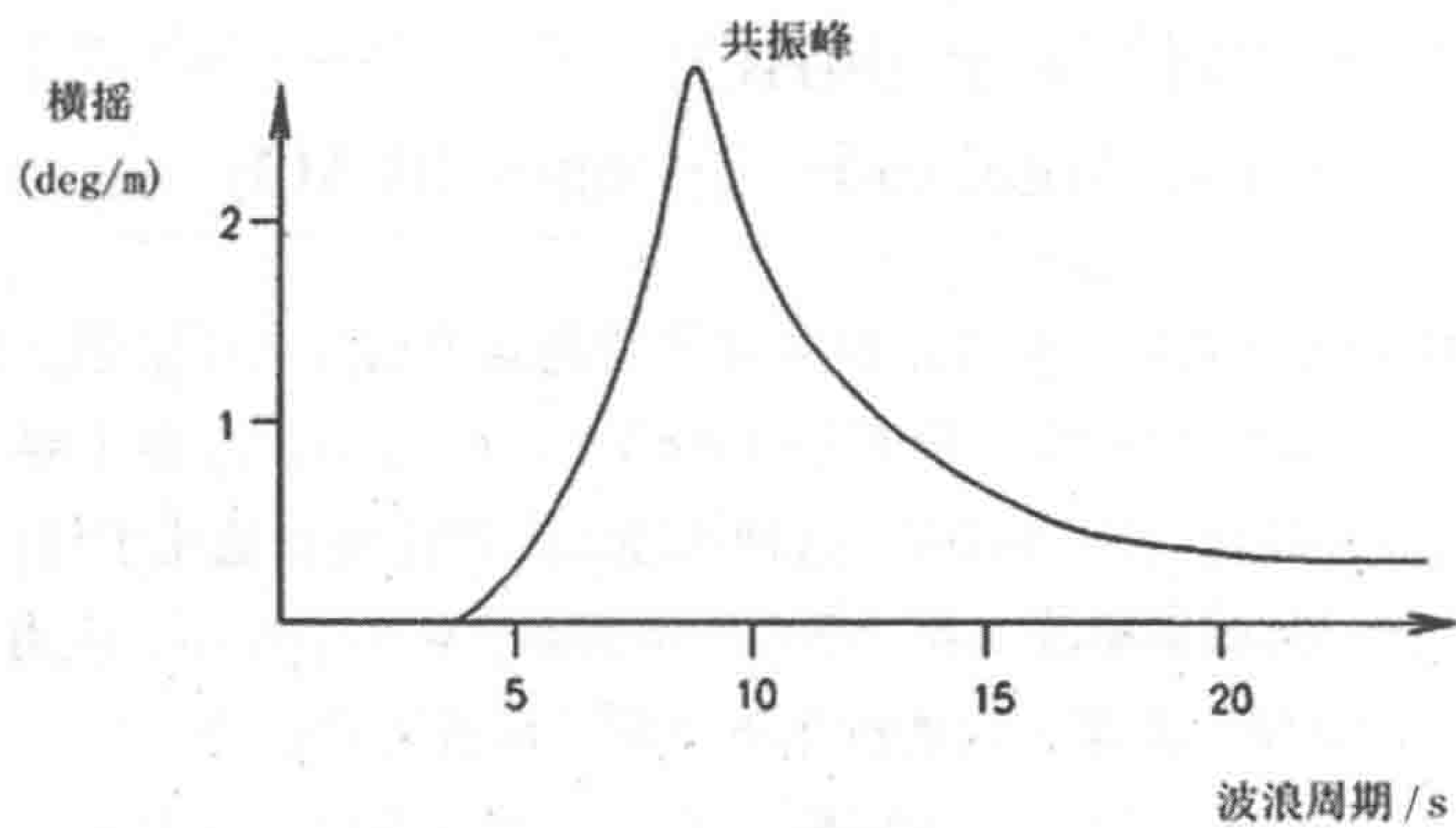


图 7.8　驳船在船舷浪中横摇运动的典型响应幅值算子（CMPT, 1998）

响应幅值算子的另外一个应用是计算不规则波浪中的载荷。Bhattacharyya（1978）认为船舶在不规则波浪中的总响应为船舶对单独分量的响应的线性叠加，船舶对单独分量的响应可采用响应幅值算子予以确定。

计算 $H(\omega, \alpha_k, A_l)$ 时，应使用合适范围的波浪频率、频率点数量及波浪方向。浮式生产储卸装置分析时的常用参数为：

（1）频率范围：　$0.20 \leqslant \omega \leqslant 1.80$ rad/s 。

（2）频率增量：　0.05 rad/s。

（3）波浪方向：　0°~360°，每次增加 15°。

如果使用了有限元法，则需将压力分布从水动力模型映射至有限元模型，加载工况为 $N_A \times N_F \times N_H$。

式中：

N_A 为加载模式的数量；

N_F 为频率点数量；

N_H 为波浪方向数量。

图 7.9 为船舶中段的甲板铺板。24 个入射波浪方向的应力频率响应函数（见图 7.10）可采用二维片条法计算。三维水动力法和有限元法可用于一般构件。

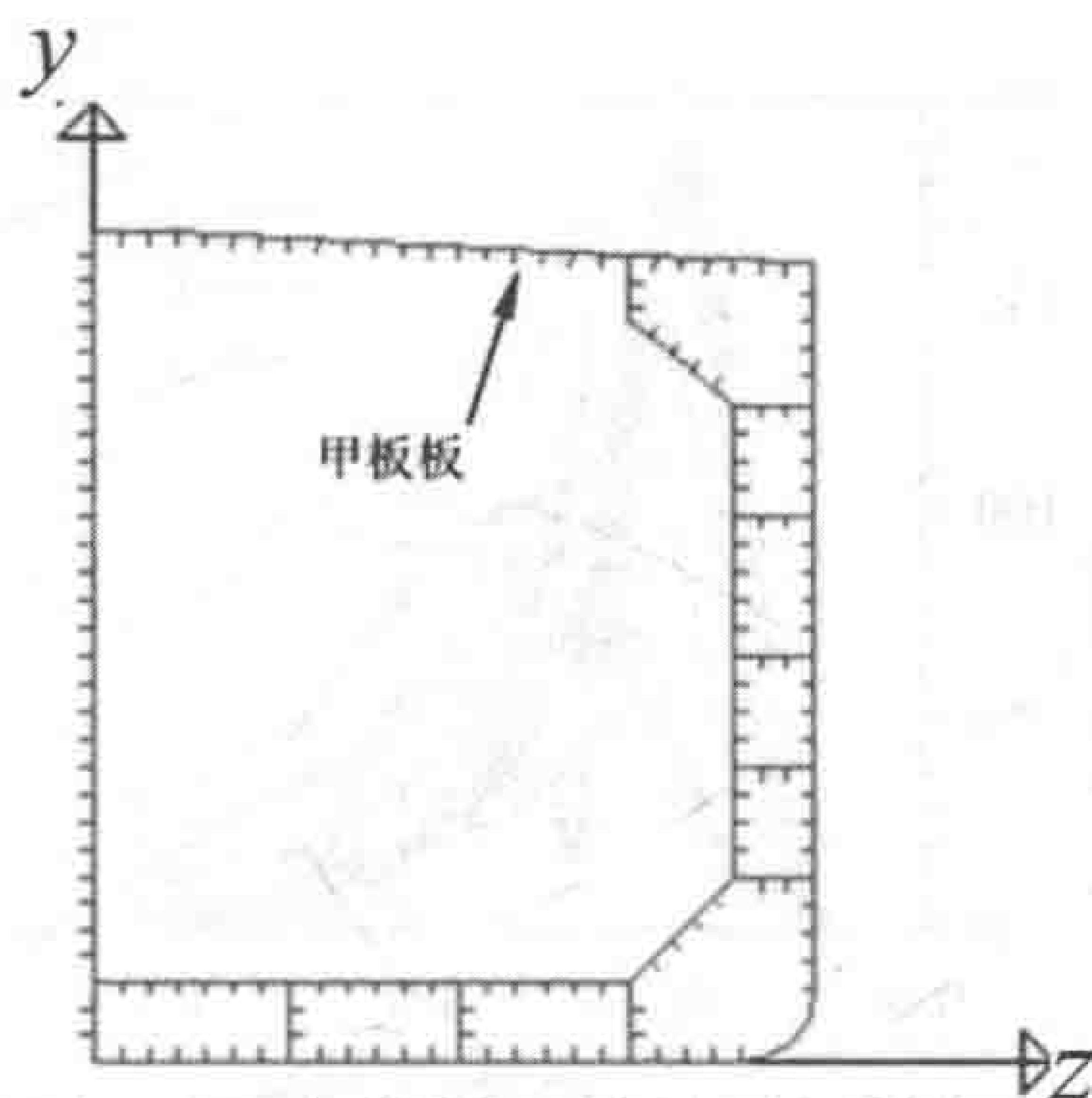


图 7.9　中横剖面处的甲板铺板

对于使用波浪散布图和频率响应函数得到的波浪谱，其响应（应力或载荷）的谱密度函数可由下式确定：

$$S_x^{ijkl}(\omega)=\sum_m \bar{H}\cdot H(\omega;\alpha_{\mathrm{k}}+\theta_{\mathrm{m}},\Lambda_l)S_{\mathrm{w}}^{ij}(\omega,\theta_{\mathrm{m}}) \tag{7.1}$$

式中：

$S_x^{ijkl}(\omega)$ 为响应 x 的谱密度函数；

$S_w^{ij}(\omega,\theta_{\mathrm{m}})$ 为结合波浪传播的波浪谱密度函数；

$\Theta(\theta_{\mathrm{m}})$ 为传播函数。

$$S_w^{ij}(\omega,\theta_{\mathrm{m}})=S_w^{ij}(\omega)\Theta(\theta_{\mathrm{m}}) \tag{7.2}$$

式中：

$S_{\mathrm{w}}^{ij}(\omega)$= 由（$H_S$, T）确定的波浪谱密度函数，$\Theta(\theta_{\mathrm{m}})$可表达为

$$\Theta(\theta_{\mathrm{m}})=C_n\cos^{2n}(\theta_{\mathrm{m}})(|\theta_{\mathrm{m}}|\leqslant \pi/2,\ n=1,2,\cdots) \tag{7.3}$$

式中：

$C_n=\dfrac{\Gamma(n+1)}{\sqrt{\pi}\Gamma(n+\frac{1}{2})}=\dfrac{2^{2n}(n!)^2}{\pi(2n)!}$ 式中 $\Gamma(\cdot)$ 为伽马函数。

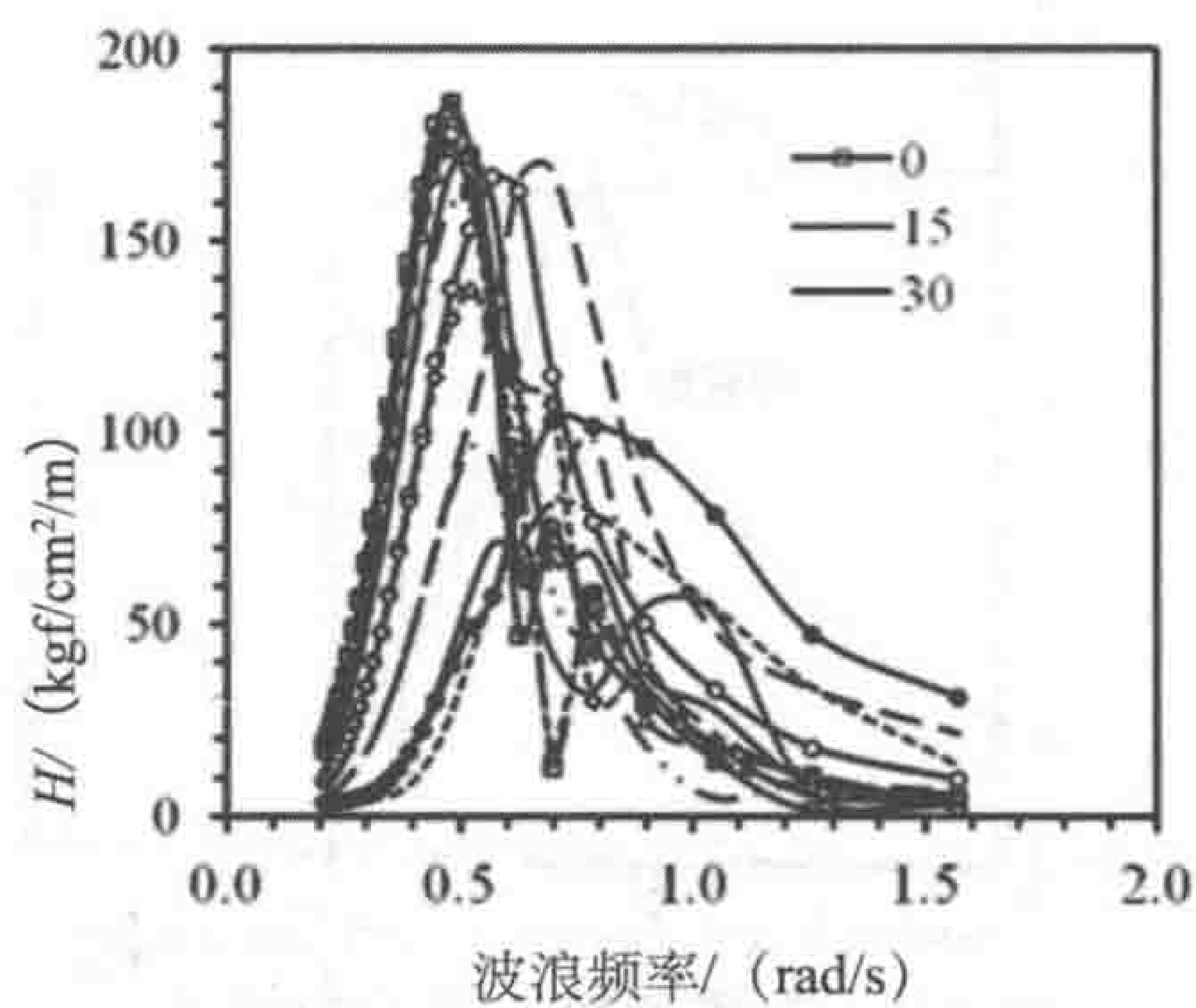


图 7.10　13 个波浪方向的应力频率响应函数比较（关于 α=0 或 α=180 对称）（Zhao, Bai & Shin, 2001）

图 7.11 所示为 $k = 0$ 时的应力谱密度函数。JONSWAP 谱和 Bretschneider 谱的响应频带宽度参数 ε 如表 7.3 所示。

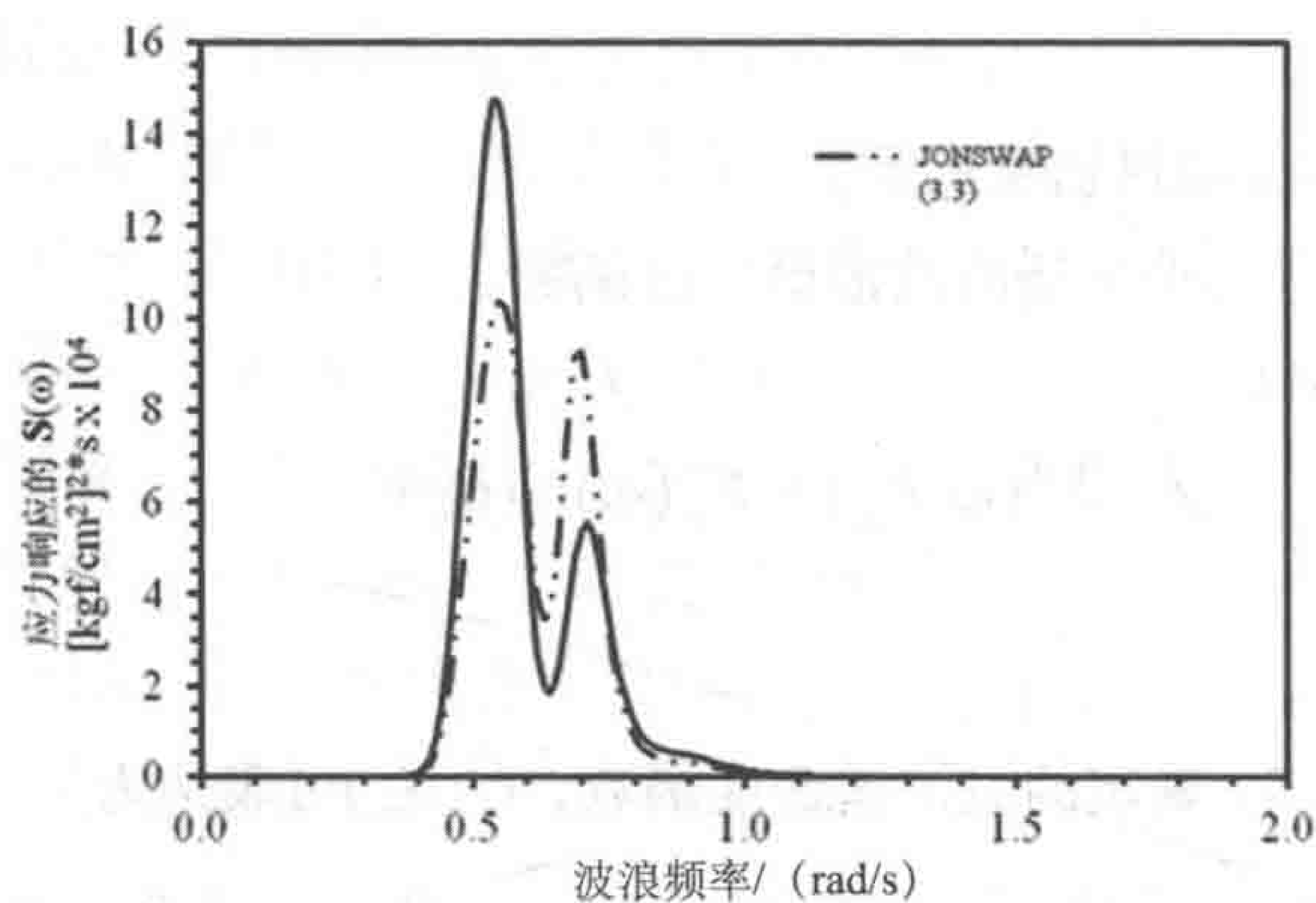


图 7.11 采用 JONSWAP 谱（γ=3.3）和 Bretschneider 谱的应力谱密度函数（Zhao, Bai & Shin, 2001）

表 7.3　不同波浪谱和响应谱的比较（Zhao, Bai & Shin, 2001）

	波浪谱				响应谱	
	H_S /m	T_P /s	m_0/m^2	ε	m_0 [kgf/cm^2]^2	ε
JONSWAP 谱 (=3.3)	8.5	9.5	4.4	0.59	2.17×10^5	0.32
Bretschneider 谱	8.5	9.5	4.4	0.59	2.33×10^5	0.36

7.5　极限值
Extreme Values

7.5.1　概述
General

强度分析通常涉及对屈服强度、屈曲强度、极限强度以及疲劳强度进行评估，参见本书的第二篇和第三篇。屈服强度、屈曲强度、极限强度以及疲劳强度与应力响应的极限值是直接相关的，本节将对此予以介绍。

图 7.12 为采用短期方法及长期方法的极限响应和强度评估程序。Ochi 和 Wang（1979, 1981）证实短期方法和长期方法的预测值均非常接近极限值，因而使用一种方法即可，不过这仅适用于理想状态。实际上两种方法都无法在实践中做到保守设计，原因如下：

（1）极限风暴谱无法用一组（H_S, T）予以精确定义。即使 H_S 相同，由于波浪发展阶段或风暴区域不同，特征波浪周期也可能不同。

（2）结构响应取决于入射波浪高度和波浪频率。显然极限风暴不一定会产生最大结构响应。

（3）目前所用的波浪散布图可能不够完整，由于缺乏数据而无法涵盖所有严重风暴，但所预测的长期极限值对此类风暴非常敏感。因而为了做到保守设计，可能的话短期方法和长期方法均应使用。

7.5.2　短期极值法
Short-Term Extreme Approach

短期极限值可根据已知的极大值初始概率分布予以确定。对于零均值高斯随机响应，极大值（峰值）的概率密度函数可由以下 Rayleigh 分布表达：

$$p(x)=\frac{x}{m_0}\exp(-\frac{x^2}{2m_0}) \quad x\geqslant 0 \tag{7.4}$$

式（7.4）基于频带宽度较小的假定，可表达为

$$\varepsilon=\sqrt{1-\frac{m_2^2}{m_0 m_4}}$$

式中：

m_0、m_2 和 m_4 分别为响应谱密度函数的零阶矩、二阶矩和四阶矩。

累积概率分布为

$$P(x)=\int_0^x p(\xi)\mathrm{d}\xi=1-\exp(-\frac{x^2}{2m_0}) \tag{7.5}$$

可能极限值（PEV）由下式确定：

$$x_{\mathrm{PEV}}=\sqrt{2\ln N}\sqrt{m_0} \tag{7.6}$$

有时可将超出小概率水平（风险参数）的极限响应表达为（Bhattacharyya, 1978）

$$x_{\mathrm{ext}}\big|_{\alpha}=\sqrt{2\ln(N/\alpha)}\sqrt{m_0} \quad \varepsilon\leqslant 0.9 \tag{7.7}$$

式中：

N 为观测（或循环）次数，x_{PEV} 所代表的值在 N 次观测中会有 1 次被超过。超过 x_{PEV} 的概率为 $1/\alpha$ 乘以超过 $x_{\mathrm{ext}}|_{\alpha}$ 的概率。设计师可根据应用条件确定 $\alpha(\leqslant 1)$ 的值。

对于有限 ε 的响应谱，式（7.4）中极大值的概率密度函数可表达为（Zhao, Bai & Shin, 2001）

$$p(x)=\frac{2}{1+\sqrt{1-\varepsilon^2}}\left[\frac{\varepsilon}{\sqrt{2\pi m_0}}\exp(-\frac{x^2}{2\varepsilon^2 m_0})+\sqrt{1-\varepsilon^2}\frac{x}{m_0}\exp(-\frac{x^2}{2m_0})\varphi(\frac{\sqrt{1-\varepsilon^2}}{\varepsilon}\frac{x}{\sqrt{m_0}})\right],x\geqslant 0 \tag{7.8}$$

式中：

$$\varphi(r)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{r}\exp(-\frac{r^2}{2})\mathrm{d}r$$

与式（7.6）和式（7.7）类似，响应的可能极限值为

$$x_{\mathrm{PEV}}=\sqrt{2\ln\left(\frac{2\sqrt{1-\varepsilon^2}}{1+\sqrt{1-\varepsilon^2}}N\right)}\sqrt{m_0} \tag{7.9}$$

概率水平 α 时的极限响应为

$$x_{\text{ext}}\big|_{\alpha}=\sqrt{2\ln\left(\frac{2\sqrt{1-\varepsilon^2}}{1+\sqrt{1-\varepsilon^2}}\frac{N}{\alpha}\right)}\sqrt{m_0}\qquad \varepsilon\leqslant 0.9 \tag{7.10}$$

图 7.12 为极限响应和强度评估程序。

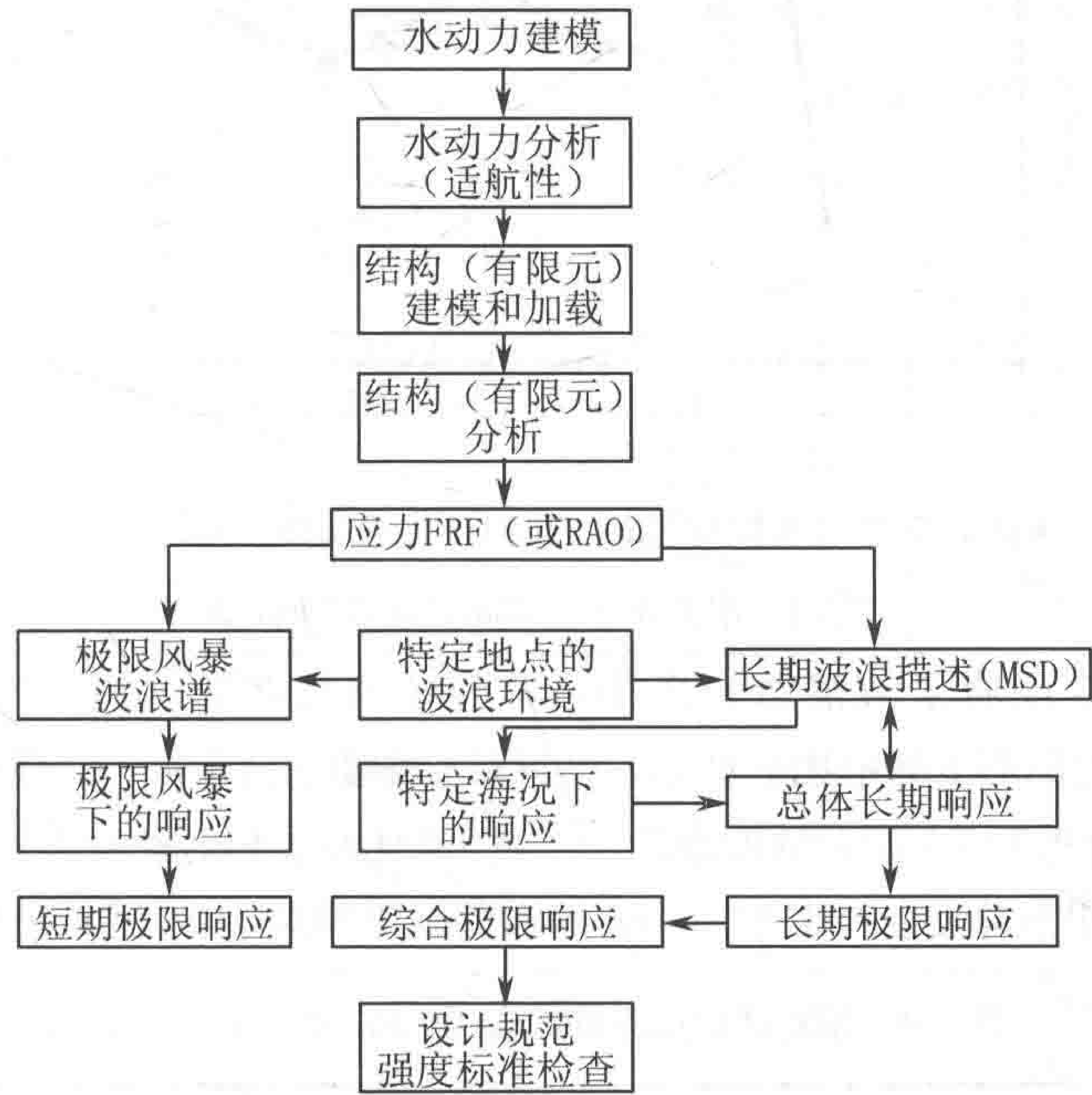


图 7.12　极限响应和强度评估程序（Zhao, Bai & Shin, 2001）

Ochi （1981）证明对于短期随机过程，其正极大值（峰值）的预计数量可表达为

$$n=(60)^2\frac{T_S}{4\pi}\cdot\frac{1+\sqrt{1-\varepsilon^2}}{\sqrt{1-\varepsilon^2}}\sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \tag{7.11}$$

式中：T_S 为波浪数据的时间长度，时间单位为小时。

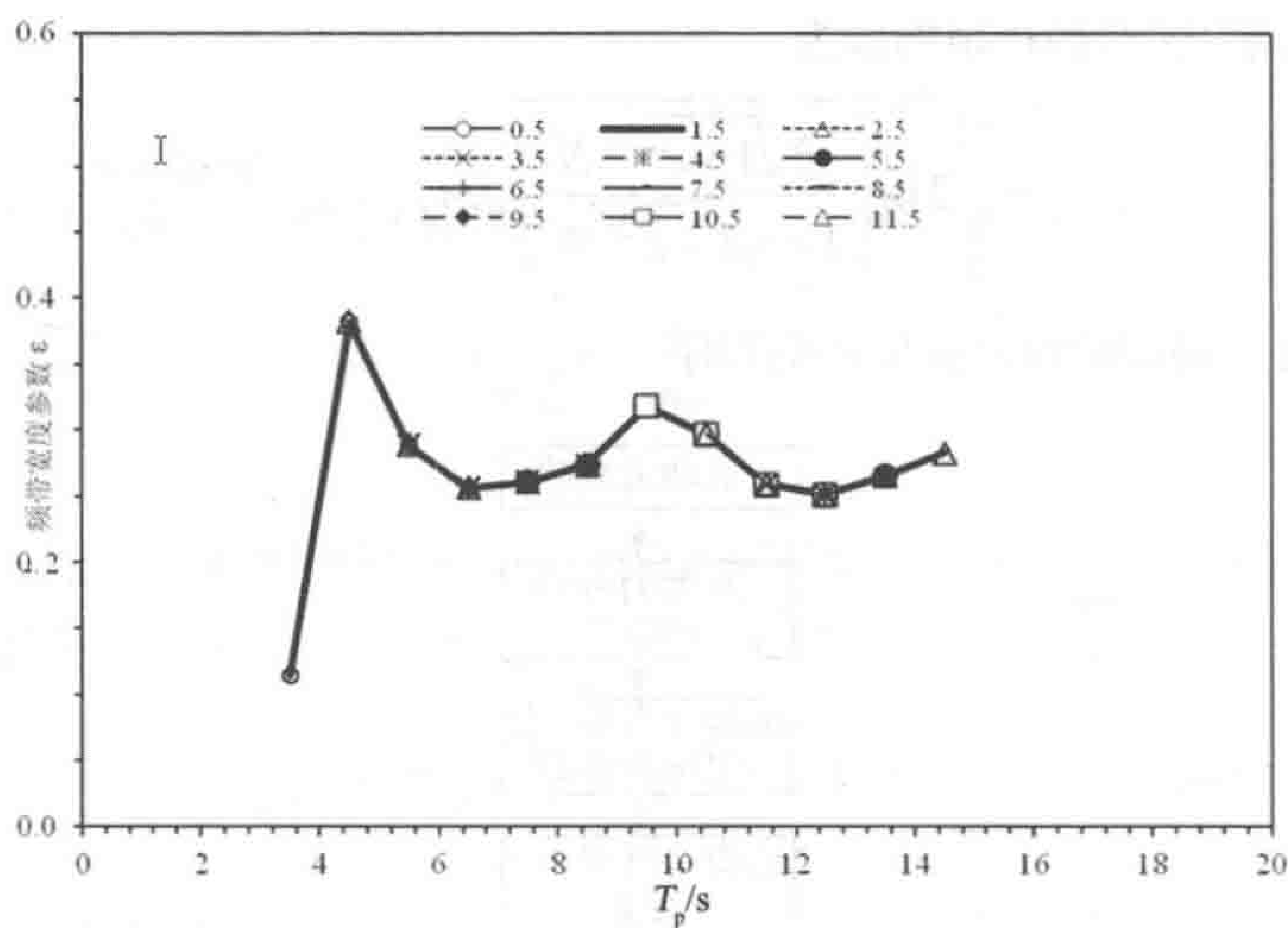


图 7.13 应力响应频带宽度参数与 T_P 和 H_S 的变化关系图（使用 JONSWAP 波浪谱和 W156 处的波浪数据）（Zhao, Bai & Shin, 2001）

图 7.13 说明了波浪散布图中 ε 对谱峰值周期的从属性以及应力响应在 0.25~0.40 之间时 ε 的范围。如果 ε 被忽略，根据式（7.11），就可以确定相对计数误差。针对表 7.3 所列的波浪条件，表 7.4 比较了相对计数误差。显然 ε 比较接近 0.4，如果忽略 ε 会产生 5%~10% 的误差。因而对于 ε，建议使用修正系数。

表 7.4 相对计数误差的比较（Zhao, Bai & Shin, 2001）

	波浪谱		响应谱	
	ε	误差	ε	误差
JONSWAP 谱	0.59	11.8	0.32	2.7
Bretschneider 谱	0.59	11.9	0.36	3.7

利用式（7.11），式（7.9）和（7.10）可表达为

$$x_{\mathrm{PEV}}=\sqrt{2\ln\left(\frac{(60)^2T_S}{2\pi}\sqrt{\frac{m_2}{m_0}}\right)}\sqrt{m_0} \tag{7.12}$$

$$x_{\mathrm{ext}}\Big|_{\alpha}=\sqrt{2\ln\left(\frac{(60)^2T_S}{2\pi\alpha}\sqrt{\frac{m_2}{m_0}}\right)}\sqrt{m_0} \tag{7.13}$$

式（7.12）和（7.13）与 ε 并无直接关系。

当采用短期方法时，通常会将极限风暴的设计波浪谱与 H_S 和 T 的长期极限值结合起来。Ochi（1981）的研究结果表明（H_S, T）概率密度函数为双变量对数正态分布。一种常用方法是确定 H_S 的长期极限值并获取 T 和条件概率分布 $p(T|H_S)$，或根据波浪陡度使用 H_S 和 T 的简单公式。

对于不同重现期，H_S 的长期可能极限值如表 7.5 所示，其中 H_S 采用下节介绍的长期极值法计算。为确定短期方法所用的极限波浪环境需要用到 T_P（本例是双参数波浪谱）。表 7.6 列出了与 H_S 对应的峰值周期。可在置信水平为 0.5、0.75、0.85 和 0.95 的情况下用 $p(T|H_S)$ 计算出 T_P 的值（Ochi, 1978）。所有 H_S 及相关 T_P 可构成一个波谱族并可用于确定响应谱和短期极限值。

表 7.5　极限有效波高（Zhao, Bai Shin, 2001）

波浪	不同重现期的 H_S /m		
	20 年	50 年	100 年
W156	17.0	18.2	19.1
W391	10.2	11.6	12.6

表 7.6　不同 H_S 的波谱族（Zhao, Bai & Shin, 2001）

	H_S /m			加权系数
	17.0	18.2	19.1	
T_P/s	13.1	13.4	13.5	0.0500
	13.8	14.1	14.3	0.0500
	14.8	15.0	15.2	0.0875
	15.7	16.0	16.2	0.1875
	16.6	16.8	17.0	0.2500
	18.4	18.7	18.9	0.1875
	19.7	19.9	20.1	0.0875
	20.7	21.0	21.2	0.0500
	22.1	22.4	22.6	0.0500

采用式（7.12）和式（7.13）时需正确计算 m_0 和 m_2。表 7.7 对两种不同方法得到的短期极限值进行了比较。方法 1 使用了表 7.6 所列的加权系数来计算 m_0 和 m_2 的平均值，而方法 2 使用表 7.6 中波谱族的所有数据来计算并取结果的最大值，即：

$$x_{PEV} = \max_{j}\{x_{PEV}(H_S, T_j)\} \tag{7.14}$$

后者得到的极限值要比前者得到的极限值大 16%，这是可以理解的，因为后

者的样本（或暴露时间）相对更大一些。在本例中，直接使用了风险参数 α= 1 时的 H_S 极限值。显然响应的最终极限值取决于设计师和所选择的 H_S。

表 7.7　甲板板动态应力的短期极限值 (Zhao, bai & Shin, 2001)

波浪	波浪谱	重现期（年）			循环数（1/ 小时）
		20	50	100	
W156	JONSWAP	2 476.9	2 669.3	2 818.2	509.2
W156	Bretsch.	2 166.4	2 328.0	2 452.8	500.9
VP391	JONSWAP	1 751.6	1 982.9	2 169.9	694.0
W391	Bretsch.	1 676.6	1 899.1	2 079.0	673.2

（应力单位：kgf/cm²）

7.5.3　长期极值法
Long-Term Extreme Approach

当预测长期极限值时，需要用到响应的长期初始累积概率分布函数 $P(x)$。尽管在各种海况下响应较为复杂，无法精确预测函数 $P(x)$，但可以通过累积多种短期统计分析结果进行近似估算。$P(x)$ 通常可表达为

$$P(x)=1-\exp[-q(x)] \quad q(x)\geqslant 0 \tag{7.15}$$

一般可将 Weibull 分布或对数正态分布用于 $P(x)$。Weibull 累积概率分布函数可表达为

$$P(x)=1-\exp[-(\frac{x-\gamma}{\beta})^m] \qquad \beta, m>0 \tag{7.16}$$

式中的参数 m、β 和 γ 可采用最小二乘拟合法从观测数据得到。Ochi（1981）也建议使用广义型使曲线拟合的精度更高。

$$q(x)=cx^m\exp(-\rho x^k) \tag{7.17}$$

式中：

c、m、ρ 和 k 为四个恒定参数，需通过非线性最小二乘拟合予以确定。

$$Q=\ln[-\ln(1-P(x))]=\ln c+m\ln x-\rho x^k \tag{7.18}$$

一旦得到了式（7.15）中 $P(x)$ 的数学表达式，即可由下式确定长期可能极限值：

$$1-P(x_{\mathrm{PEV}})=\frac{1}{N} \tag{7.19}$$

$$1-P(x_{ext}\big|_{\alpha})=\frac{\alpha}{N} \tag{7.20}$$

式中：α 为式（7.7）和（7.10）中的概率水平，N 为与重现期相关的观测次数或循环次数。设计离岸结构时，通常使用 100 年重现期来估算长期极限值。

当采用波浪散布图时，则可使用最大值的概率密度函数定义从式（7.15）得到 $P(x)$：

$$\begin{aligned}p(x)&=\frac{\sum\limits_{i,j,k,l} n_{ijkl}\,Pr(w_{ij})Pr(\alpha_k)Pr(\Lambda_l)p_{ijkl}(x)}{\sum\limits_{i,j,k,l} n_{ijkl}\,Pr(w_{ij})Pr(\alpha_k)Pr(\Lambda_l)}=\frac{1}{\overline{N}_S}\sum_{i,j,k,l} n_{ijkl}\,Pr(w_{ij})Pr(\alpha_k)Pr(\Lambda_l)p_{ijkl}(x)\\&=\frac{1}{\bar{f}_S}\sum_{i,j,k,l} f_{ijkl}\,Pr(w_{ij})Pr(\alpha_k)Pr(\Lambda_l)p_{ijkl}(x)\end{aligned} \tag{7.21}$$

式中：

$Pr(w_{ij})$ 为 $(H_S(i),T(j))$ 或波浪散布图中 w_{ij} 网格的归一化联合波浪概率，$\sum\limits_{i,j}Pr(w_{ij})=1$。

$Pr(\alpha_k)$ 为 α_k 方向的波浪概率，$\sum\limits_{k}Pr(\alpha_k)=1$。

$Pr(\Lambda_l)$ 为运行过程中加载模式 Λ_l 的概率（或百分比），$\sum\limits_{l}Pr(\Lambda_l)=1$。

n_{ijkl} 为 T_S 时间段内对应于波浪散布图中 w_{ij} 网格、波浪方向 α_k 和加载模式 Λ_l 的平均响应次数。n_{ijkl} 可由式（7.11）计算。

f_{ijkl} 为单位时间内对应于波浪散布图中 w_{ij} 网格、波浪方向 α_k 以及加载模式 Λ_l 的平均短期响应次数，时间单位为 1/ 小时，$f_{ijkl}=n_{ijkl}/T_S$。

$p_{ijkl}(x)$ 为对应于波浪散布图中 w_{ij} 网格、波浪方向 α_k 以及加载模式 Λ_l 的最大短期响应的概率密度函数。如果考虑波浪传播（短峰波）效应，则其应该已经包含在响应中，如式（7.8）所示。

$\overline{N}_S$为 T_S 时间段内响应的长期平均观测次数。

$$\overline{N}_S=\sum_{i,j,k,l} n_{ijkl}\,Pr(w_{ij})Pr(\alpha_k)Pr(\Lambda_l)=T_S\sum_{i,j,k,l} f_{ijkl}Pr(w_{ij})Pr(\alpha_k)Pr(\Lambda_l) \tag{7.22}$$

T_D 时间段内响应的长期平均观测次数可由$\overline{N}_D$表达：

$$\overline{N}_D=\frac{T'_D}{T_S}\overline{N}_S=T'_D\bar{f}_S \tag{7.23}$$

T_D 为运行时间，单位为年。

T'_D 为运行时间，单位为小时。

图 7.14 为 W156 和 W391 处波浪的应力响应长期分布 $P(x)$。由于谱形的影响较小，显然波浪环境是影响长期概率分布的主要因素。

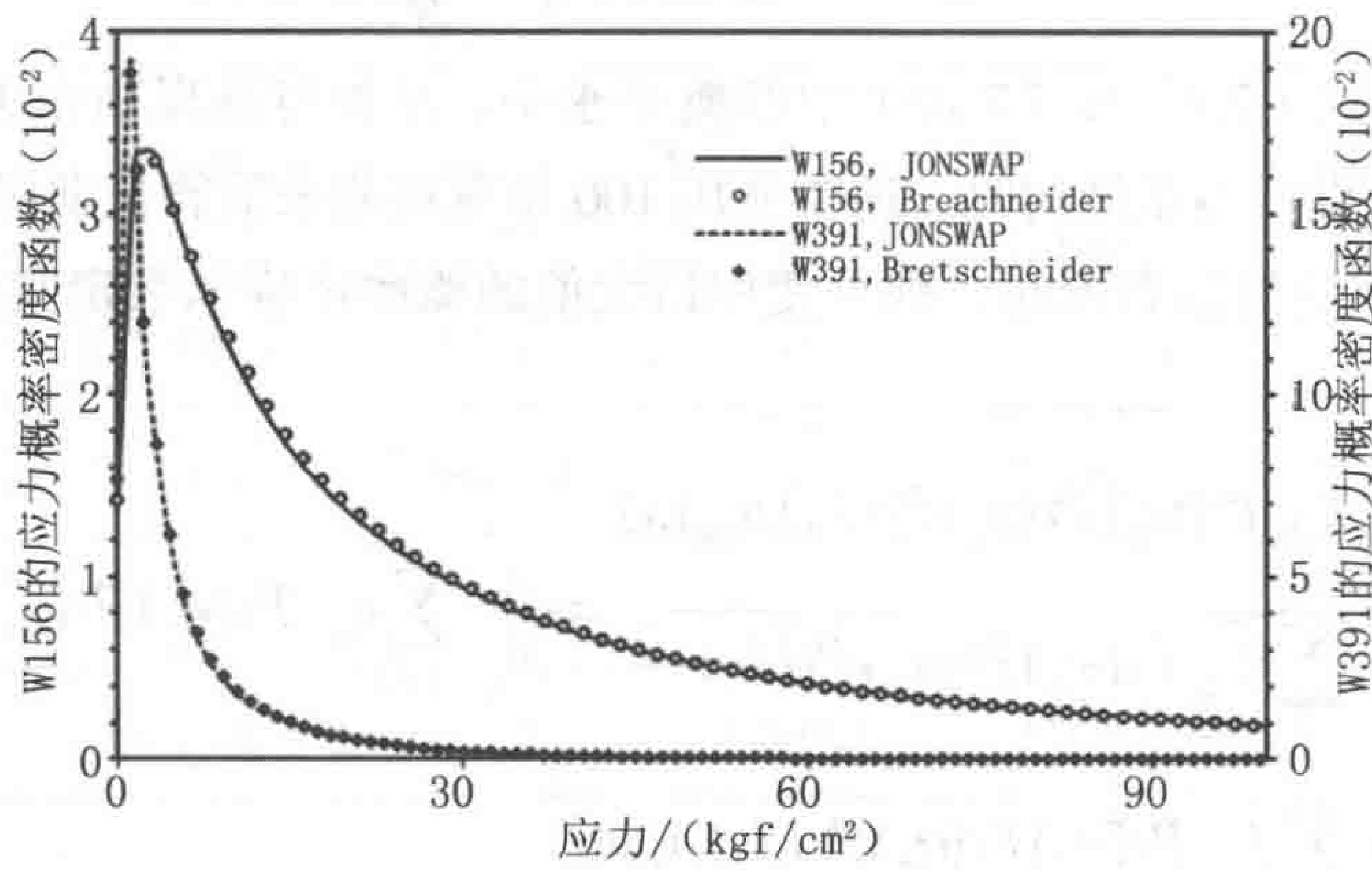


图 7.14 甲板板应力响应的长期概率密度函数 $P(x)$（Zhao, Bai & Shin, 2001）

使用式（7.18）和式（7.21）进行曲线拟合并确定式（7.17）中 $q(x)$ 的数学表达式后，即可通过式（7.19）或式（7.20）计算出极限值。图 7.15 采用 JONSWAP 谱和 Bretschneider 谱比较了 W156 和 W391 处波浪的长期极限值。表 7.8 列出了应力动态分量的极限值。采用长期方法得到的极限值要比表 7.7 中列出的短期极限值大 9%。长期方法使用了响应概率分布，可能避免了因选择极限 H_S 和相关波谱族（一系列 T_P）所导致的不确定性。基于这个原因，在环境信息相同的特定情况下，长期方法要比短期方法更为可靠。

表 7.8 甲板板动态应力的长期极限值 (Zhao, bai&Shin, 2001)

方法	波浪	波浪谱	重现期（年）		
			20	50	100
I	W156	JONSWAP	2 021.0	2 135.4	2 139.6
	W156	Bretsch.	1 991.9	2 121.4	2 156.2
	W391	JONSWAP	1 288.6	1 446.9	1 527.6
	W391	Bretsch.	1 211.0	1 372.7	1 467.4
II	W156	JONSWAP	2 304.1	2 468.7	2 565.7
	W156	Bretsch.	2 081.3	2 226.6	2 334.0
	W391	JONSWAP	1 381.3	1 568.0	1 714.7
	W391	Bretsch.	1 248.9	1 412.8	1 547.2

（应力单位：kgf/cm²）

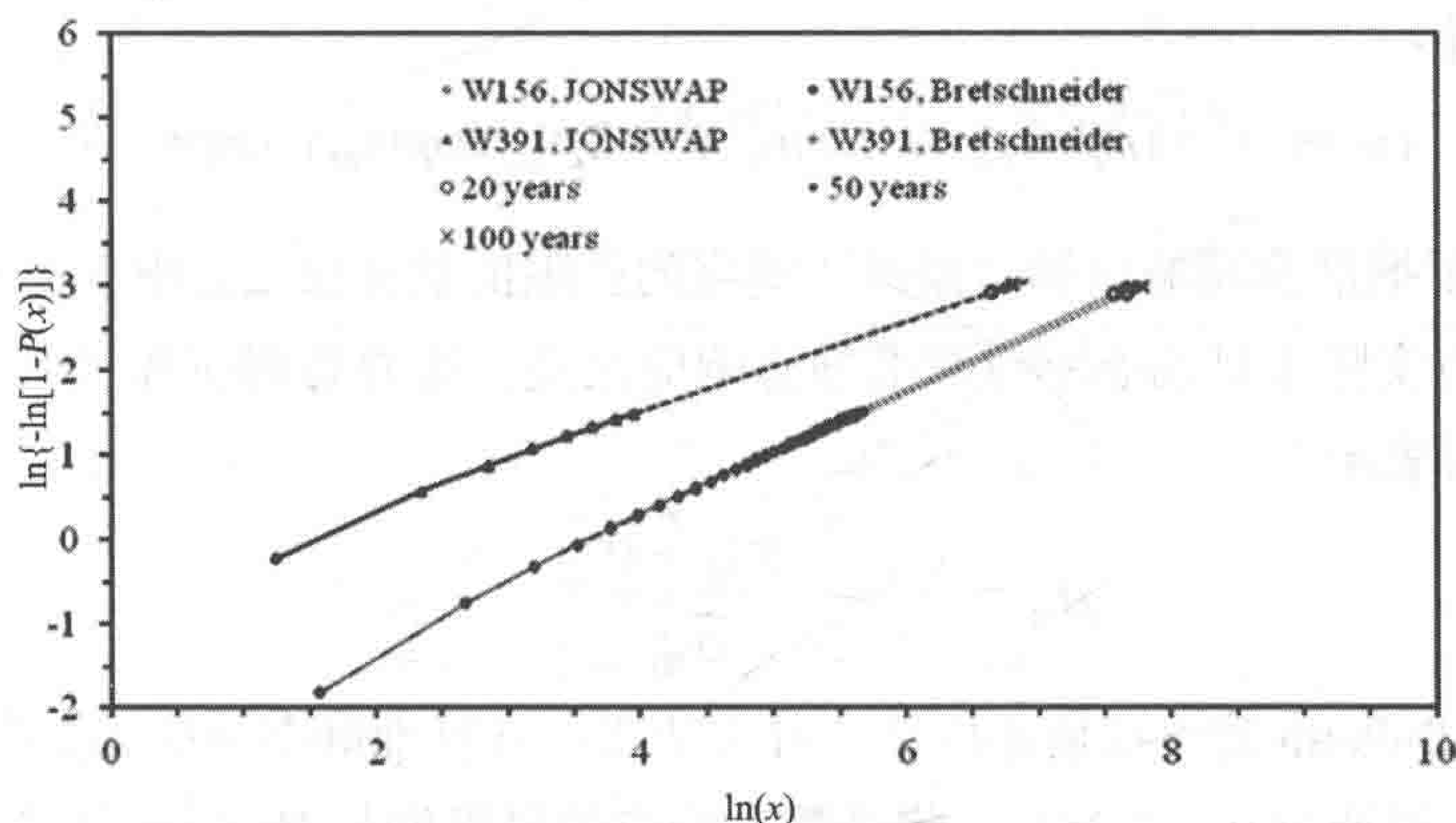


图 7.15　甲板板动态应力响应的长期极值（重现期 =20、50 和 100 年）（Zhao, Bai & Shin, 2001）

7.5.4　非高斯过程概率最高极大值的预测 Prediction of Most Probable Maximum Extreme for Non-Gaussian Process

对于短期高斯过程，可用简单公式估算极值。零均值窄带高斯随机过程的概率最高极大值（*mpm*）可在较大观测数 *N* 的基础上通过式（7.6）得到。本节将基于 Lu 等（2001, 2002）对非高斯过程概率最高极大值的预测予以介绍。

由于阻力和自由液面是非线性的，所以波浪和海流导致的载荷也是非线性的。响应的非线性亦可由二阶效应所致，出现二阶效应是因为结构和水质点之间的相对速度会导致较大的结构运动和水动力阻尼。此外，腿柱与船体的连接及土与结构的相互作用也会导致非线性。因此，尽管可将随机波浪高程视为高斯过程，但响应却是非线性（例如波高）和非高斯的。

预测过程主要是针对所考虑的仿真选择合适的概率模型类型并将概率模型与样本分布进行拟合。就自升式钻井平台的设计而言，T&R Bulletin 5-5A（SNAME, 1994）推荐 4 种方法用于预测概率最高极大值（MPME），这些方法采用了使用统计学计算的时域仿真和动态放大系数。

阻力 / 惯性参数法

阻力 / 惯性参数法基于这样的假定，即一个标准化过程的极限值可通过以下

方式计算：将过程分为阻力和惯性两个部分，估算其极限值和两者之间的相关系数，然后合并：

$$(mpm_{\mathrm{R}})^2=(mpm_{\mathrm{R1}})^2+(mpm_{\mathrm{R2}})^2+2\rho_{\mathrm{R12}}(mpm_{\mathrm{R1}})\cdot(mpm_{\mathrm{R2}}) \tag{7.24}$$

因而可根据准静态响应和“惯性”响应的极限值估算出动态响应的极限值，“惯性”响应实际上是动态响应和准静态响应之差。准静态响应和“惯性”响应的相关系数可表示为

$$\rho_{\mathrm{R}}=\frac{\sigma_{\mathrm{Rd}}^2-\sigma_{\mathrm{Rs}}^2-\sigma_{\mathrm{Ri}}^2}{2\sigma_{\mathrm{Rs}}\sigma_{\mathrm{Ri}}} \tag{7.25}$$

SNAME Bulletin 建议可使用以下三种方法之一计算准静态响应的极限值：

方法 1：可通过式（7.25），将准静态响应的极限值与 Morison 公式的阻力项和惯性项结合起来估算出静态极限值。

方法 2：Baar （1992）提出可使用非高斯方法估算静态极限值。结构响应是非线性和非高斯的。非线性程度及与高斯过程的偏差程度可通过阻力 – 惯性参数 K 来衡量，该参数是水动力特性和海况的函数，可定义为作用于单位长度构件的阻力和惯性力之比：

$$K=\left(2C_{\mathrm{D}}\sigma_{\mathrm{V}}^2\right)/\left(\pi C_{\mathrm{M}}D\sigma_{\mathrm{A}}\right) \tag{7.26}$$

只要通过时域仿真得到合适的 K 值，单位长度作用力的概率密度函数即可作为工程假设用于预测其他结构响应。通过仅由阻力或仅由惯性力所导致的响应的标准偏差可估算出 K 值。

$$K=\sqrt{\frac{\pi}{8}}\frac{\sigma_{\mathrm{R}}\left(C_{\mathrm{M}}=0\right)}{\sigma_{\mathrm{R}}\left(C_{\mathrm{D}}=0\right)} \tag{7.27}$$

方法 3：K 值也可根据结构响应的峰度进行估算：

$$K=\left[\frac{(\kappa-3)+\left\{\dfrac{26(\kappa-3)}{3}\right\}^{1/2}}{(35-3\kappa)}\right]^{1/2} \tag{7.28}$$

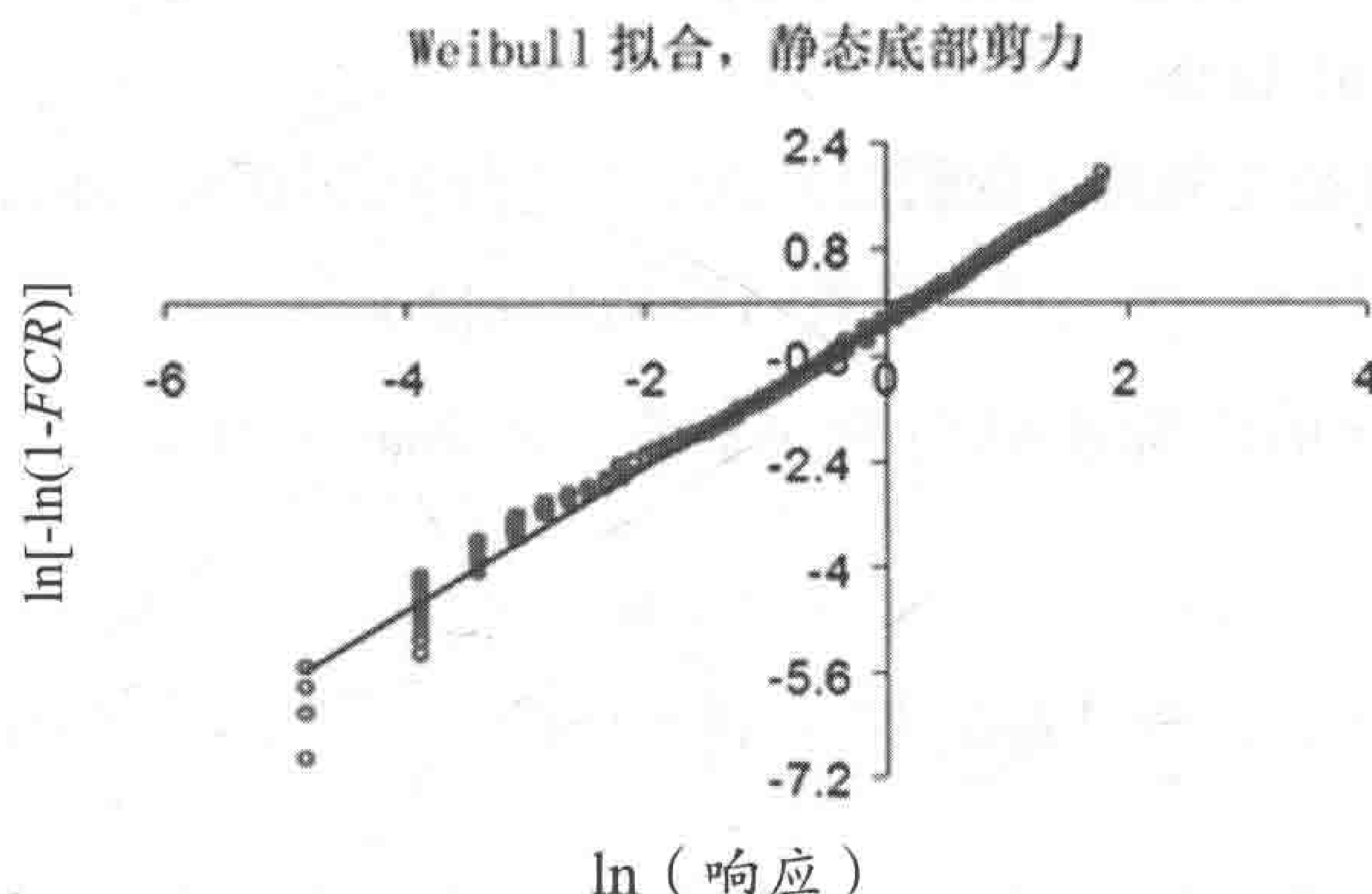


图 7.16　自升式钻井平台静态底部剪力的 Weibull 拟合

第 3 种方法可能不太可靠，因为仅基于峰度估算，未考虑到低阶矩。如 Hagemeijer （1990）所述，该方法忽略了自由液面变化的影响。浸没面积随时间发生的变化会导致结构响应（例如底部剪力）的概率密度函数发生非零偏离，浸没构件单位长度作用力公式并未考虑到这一点。Hagemeijer （1990）还指出通过短时仿真（如 1~2 小时）估算偏离和峰度是不可靠的（估算参数 K 亦是如此）。

1. Weibull 拟合

Weibull 拟合基于结构响应符合 Weibull 分布的假定。

$$F_{\mathrm{R}}=1-\exp\left[-\left(\frac{R-\gamma}{\alpha}\right)^{\beta}\right] \tag{7.29}$$

因而特定超越概率（如 $1/N$）的极限值可计算为

$$R=\gamma+\alpha\left[-\ln\ (1/F_{\mathrm{R}})\right]^{1/\beta} \tag{7.30}$$

使用一致超越概率水平 $1/N$，式（7.30）变换为

$$R_{\mathrm{MPME}}=\gamma+\alpha\left[-\ln\ (1/N)\right]^{1/\beta} \tag{7.31}$$

因而这种方法的关键在于计算参数α, β和γ，可采用回归分析、极大似然估计或静态矩拟合等进行估算。对于 3 小时风暴仿真，N 约为 1 000。可先将时间序列记录标准化（$R^*=\dfrac{R-\mu}{\sigma}$），然后将所有正峰值按升序进行排序。

自升式钻井平台静态底部剪力的 Weibull 拟合如图 7.16 所示。

如同 SNAME Bulletin 的提议，所观测循环中只有一小部分（例如前 20%）用于曲线拟合，估算 Weibull 参数可使用最小二乘回归分析。就预测极限值而言，

右尾数据肯定要比左尾数据更重要。但应该从排序靠前的数据中提取多少比例的数据用于回归分析是非常难以确定的。

2. Gumbel 拟合

Gumbel 拟合所基于的假定是许多母体分布的尾部，可表达为

$$F(x)=1-\exp(-g(x)) \tag{7.32}$$

式中 $g(x)$ 为 x 的单调增函数。极限值分布为 Gumbel 分布（或 I 型分布，极大值），其表达式为

$$F(x_{\text{extreme}} \leqslant X_{\text{MPME}}) = \exp\left[-\exp(-\frac{1}{\kappa}(X_{\text{MPME}} - \psi))\right] \tag{7.33}$$

在单独峰值分布函数中，概率最高的极大值所对应的超越概率通常为 1/1 000，而在极限分布函数中则为 0.63。因而响应的概率最高极大值可计算为

$$X_{\text{MPME}} = \psi - \kappa \cdot \ln\left(-\ln\left(F\left(X_{\text{MPME}}\right)\right)\right) \tag{7.34}$$

现在的关键是基于时域仿真得到的响应信号记录对参数 ψ 和 κ 进行估算。SNAME Bulletin 建议对十分之一的 3 小时响应信号记录提取最大仿真值，并通过极大似然估计来计算参数。对于 3 小时最小值也需进行类似计算。尽管可以采用极大似然数值拟合，但由于极大似然法中分析 I 型分布较为困难，设计师计算 Gumbel 参数的首选方法可能是如下所述的方法。

对于 I 型分布，均值和方差为

$$\kappa = \frac{\sqrt{6}\sigma}{\pi},\quad \psi = \mu - 0.57722 \cdot \kappa \tag{7.35}$$

均值：$\mu=\psi+\gamma\cdot\kappa$，$\gamma$ = 欧拉常数（0.5772）

方差：$\sigma^2=\pi^2\kappa^2/6$

式中：参数 ψ 和 κ 可采用矩拟合法直接得到。

3. Winterstein/Jensen 法

根据 Winterstein （1988）或 Jensen （1994），分析的基本前提是非高斯过程可由零均值窄带高斯过程（本文以符号 U 表达）的多项式（例如幂级数或正交多项式）予以表达。Winterstein 所用的正交多项式为 Hermite 多项式。两人所用方法均在三次项后截断级数。

Winterstein：

$$R(U) = \mu_R + \sigma_R \cdot K\left[U + h_3(U^2 - 1) + h_4(U^3 - 3U)\right] \tag{7.36}$$

Jensen：

$$R(U)=C_0+C_1U+C_2U^2+C_3U^3 \tag{7.37}$$

在此框架内，求解主要可分为两个阶段。首先获取 Winterstein 公式的展开系数，即 K、h_3 和 h_4，以及 Jensen 公式的展开系数 C_0 至 C_3。然后在式(7.36)或式(7.37)中代入 U 的概率最高极值即可确定响应的概率最高极大值。Jensen 的方法要更为简便。

Ochi （1973）提出了符合广义 Rayleigh 分布（即宽带 Rayleigh 分布）的随机过程的概率最高极值表达式。此随机变量的频带宽度 ε 可由零阶谱矩、二阶谱矩及四阶谱矩确定。当小于 0.9 时，U 的短期概率最高极值为

$$U=\sqrt{2\ln\left(\frac{2\sqrt{1-\varepsilon^2}}{1+\sqrt{1-\varepsilon^2}}N\right)} \tag{7.38}$$

对于窄带过程，接近于零，上式即简化为更加熟悉的表达式

$$U=\sqrt{2\ln N} \tag{7.39}$$

比较式（7.38）和式（7.39）可以发现考虑高斯过程 U 的频带宽度效应会导致概率最高极值减小。

Lu 等（2001, 2002）对 SNAME Bulletin 建议的上述 4 种方法进行了比较，研究了每种方法的随机数种子效应并论述了各种参数对动态响应的影响，例如腿柱－船体柔性、P-delta 效应和基础稳定性。此研究所用的结构模型是按照两个运行中自升式钻井平台的特性而构建的。专门选择的这两个平台代表了两种使用最广泛的自升式钻井平台设计，其腿柱类型、桩腿弦类型及作业水深均不相同。研究根据计算得出的极限值及各自的动态放大系数（DAF）对 4 种方法进行了比较。就设计而言，Winterstein/Jensen 法是首选方法。如果能进行足够的仿真，理论上 Gumbel 拟合法最为精确。仿真至少需要进行 10 次，但有些情况下 10 次仿真仍然是不够的。

7.6　结束语
Concluding Remarks

本章概述了离岸结构设计的环境条件和载荷并详细介绍了极限响应预测领

域的最新进展。离岸结构的结构分析系统方法可用于波浪条件下的极限响应预测和疲劳评估。为便于理解结构分析而对振动频率分析进行了简单介绍。本章小结如下：

●离岸结构设计主要取决于波浪条件，特定地区的波浪环境对极限响应和疲劳寿命影响极大。收集精确波浪数据是设计的重要组成部分。

●波浪谱形状对疲劳寿命有着较大影响，需基于相关浪区和波浪持续时间选择最合适的波浪谱。

●响应的频带宽度参数 ε 仅取决于谱（峰值）周期。H_S 对的影响可以忽略不计。

●当预测极限响应时，首选方法是长期方法，因为其不确定性较小。但为了得到保守结果建议将短期方法与长期方法一起使用。

●短期极值法取决于极限波浪谱的长期预测及正确应用所得到的波谱族，要比长期方法更为复杂。

欲了解更多有关离岸结构设计环境条件和载荷的详细信息，读者可参见 API RP 2T（1997）、Sarpkaya 和 Isaacson （1981）、Chakrabarti （1987）、Ochi （1990）、Faltinsen （1990）和 CMPT （1998）。船舶波浪载荷和结构分析可参考 Bhattacharyaa（1978）、Beck 等人（1989）和 Liu 等人（1992）。

7.7 参考文献 References

[1] ABS (1992), Analysis Procedure Manual for the Dynamic Loading Approach (DLA) for Tankers, American Bureau of Shipping.

[2] Almar-Naess, A. (1985), Fatigue Handbook – Offshore Steel Structures, Tapir Publisher.

[3] API RP 2T (1997), Recommended Practice for Planning, Designing, and Constructing Tension Leg Platforms, American Petroleum Institute.

[4] Baar, J.J.M. (1992), Extreme Values of Morrison-Type Processe”, Applied Ocean Research, Vol.14, pp. 65-68.

[5] Bai, Y (2001), Pipelines and Risers, Elsevier Ocean Engineering Book Series,

Volume 3.

[6] Bales, S.L., Cumins, W.E. and Comstock, E.N. (1982), Potential Impact of Twenty Year Hindcast Wind and Wave Climatology in Ship Design, J. of Marine Technology, Vol. 19(2), April.

[7] Beck, R., Cummins, W.E., Dalzell, J.F., Mandel, P. and Webster, W.C. (1989), Montions in Waves, in Principles of Naval Architecture, 2nd Edition, SNAME.

[8] Bhattacharyya, R (1978), Dynamics of Marine Vehicles, John Wiley & Sons, Inc.

[9] Chakrabarti, S.K., (1987), Hydrodynamics of Offshore Structure" , Computational Mechanics Publications.

[10] CMPT (1998), Floating Structures: A Guide for Design and Analysis, Edited by N. Baltrop, Oilfield Publications, Inc.

[11] Faltinsen, O.M. (1990), Sea Loads on Ships and Offshore Structures, Cambridge Ocean Technology Series, Cambridge University Press.

[12] Hagemeijer, P. M. (1990), Estimation of Drag/Inertia Parameters using Time-domain Simulations and the Prediction of the Extreme Response, Applied Ocean Research, Vol.12, pp134–140.

[13] Hogben, N. and Lumb, F.E. (1967), Ocean Wave Statistics, Her Majesty' s Stationery Office, London.

[14] ISSC (2000), Specialist Committee V.4: Structural Design of Floating Production Systems, 14th International Ship and Offshore Structures Congress 2000. Nagasaki, Japan, Vol.2.

[15] Jensen, J.J. (1994), Dynamic Amplification of Offshore Steel Platform Response due to Non-Gaussian Wave Loads, Marine Structures, Vol.7, pp.91–105

[16] Liu, D, Spencer, J, Itoh, T, Kawachi, S and Shigematsu, K (1992), Dynamic Load Approach in Tanker Design, SNAME Transactions, Vol. 100.

[17] Lu, Y., Chen, Y.N., Tan, P.L. and Bai, Y. (2001), Prediction of Jack-up Dynamic Response, OMAE, Paper No. 2171.

[18] Lu, Y., Chen, Y.N., Tan, P.L. and Bai, Y. (2002), Prediction of Most Probable Extreme Values for Jack-up Dynamic Analysis, Journal of Marine Structures, Vo. 15, pp.15–34.

[19] Ochi, M. K. (1973), On Prediction of Extreme Values, Journal of Ship Research, Vol.17, No.1.

[20] Ochi, MK (1978), Wave Statistics for the Design of Ships and Ocean Structures SNAME Transactions, Vol. 86, pp. 47–76.

[21] Ochi, MK and Wang, S (1979), The Probabilistic Approach for the Design of Ocean Platforms, Proc. Conf. Reliability, Amer. Soc. Civil Eng. Pp208–213.

[22] Ochi, MK (1981), Principles of Extreme Value Statistics and their Application SNAME, Extreme Loads Responses Symposium, Arlington, VA, Oct. 19–20, 1981.

[23] Ochi, MK (1990), Applied Probability and Stochastic Processes, John Wiley and Sons, New York.

[24] Pierson, W. J. and Moskowitz, L. (1964), A Proposed Spectral Form for Fully Developed Wind Seas Based on the Similarity of S. A. Kitaigorodskii, Journal of Geophysical Research, Vol. 69 (24).

[25] Sarpkaya, T and Isaacson, M (1981), Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures, Van Nostrand Reinhold Co.

[26] SNAME Technical & Research Bulletin 5–5A (1994), Guideline for Site Specific Assessment of Mobile Jack–up Units, Recommended Practice for Site Specific Assessment of Mobile Jack–up Units, Commentaries to Recommended Practice for Site Specific Assessment of Mobile Jack–up Units.

[27] Winterstein, S.R. (1988), Non–linear Vibration Models for Extremes and Fatigue, Journal of Engineering Mechanics, Vol.114, No.10.

[28] Yamamoto,Y., Ohtsubo, H., Sumi, Y. and Fujino, M., (1986), Ship Structural Mechanics, Seisan Tou Publisher (in Japanese).

[29] Zhao, CT (1996), Theoretical Investigation of Springing–ringing Problems in Tension–Leg–Platforms Dissertation, Texas A&M University.

[30] Zhao, CT, Bai, Y and Shin Y. (2001), Extreme Response and Fatigue Damages for FPSO Structural Analysis, Proc. of ISOPE'2001.

7.8 附录 A：梁的弹性振动
Appendix A: Elastic Vibrations of Beams

为了进行疲劳评估并控制振动和噪声，通常必须估算结构的固有频率和振动

模式。本节将介绍梁和板振动的动力学基础知识。

7.8.1 弹簧 / 质量系统的振动 Vibration of a Spring/Mass System

假定一个系统的质量为 m，强度系数为 k。当系统无阻尼力和外部作用力时，其平衡条件可表达为

$$mu + ku = 0 \tag{7.40}$$

式中：

u 为质量的位移。自由振动式 (7.40) 的解为

$$u = u_0 \cos(\omega_1 t + \alpha) \tag{7.41}$$

式中的固有频率 ω_1 可表达为

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{7.42}$$

式中 u_0 可由时间为 t_0 时的初始条件确定。

假定循环力 $F_0 \cos \omega t$ 作用于质量，则质量的平衡条件可表达为

$$m\ddot{u}+ku=F_0 \cos\omega t \tag{7.43}$$

上式的一个特解可表达如下

$$u = \frac{F_0 / k}{1-(\omega / \omega_1)^2} \cos(\omega t - \phi) \tag{7.44}$$

式中的值可取 ϕ（如果 $\omega \leqslant \omega_1$）或 π(如果 $\omega>\omega_1$)。通解为特解与自由振动的解之和。当 $\omega \to \omega_1$ 时，u 的值将远大于 F_0/k。这种现象称为“共振”。实际上振动位移 u 的增加需要一定时间，而阻尼是一直存在的。

假定阻尼力与速度成 正比，系统的平衡条件为

$$mu + cu + ku = F_0 \cos \omega t \tag{7.45}$$

上式的通解为：

$$u = \frac{F_0 / k}{\left\{\left[1-(\omega / \omega_1)^2\right]^2 + 4\zeta^2 (\omega / \omega_1)^2\right\}^{1/2}} \cos(\omega \mathrm{t} - \phi) \tag{7.46}$$

式中：

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_1} \tag{7.47}$$

$$\tan\phi = \frac{2\zeta(\omega/\omega_1)}{1-(\omega/\omega_1)^2} \tag{7.48}$$

共振时 ($\omega=\omega_1$) 的位移为

$$u = \frac{F_0/k}{2\zeta}\cos(\omega t-\phi) \tag{7.49}$$

7.8.2 梁的弹性振动 Elastic Vibration of Beams

梁的弹性振动对于管道、立管及其他结构（例如船舶的整体振动）的疲劳分析非常重要。梁的固有频率可表达为

$$\omega_i = a_i\sqrt{\frac{EI}{ml^4}} \quad \text{(rad/s)} \tag{7.50}$$

式中：

EI 为梁横截面的抗弯刚度；l 为梁的长度；m 为梁单位长度的质量，包括附加质量；a_i 为系数，为振动模式 i 的函数。

表 7.9 列出了系数 a_i，可用于确定不同边界条件下的固有频率。

表 7.9　用于确定梁固有频率的系数

振动模式	一端固支一端自由梁	两端铰支梁	两端自由梁	两端固支梁	一端固支一端铰支梁
a_1	3.52	π^2=9.87	22	22	15.4
a_2	22	$4\pi^2$=39.5	61.7	61.7	50
a_3	61.7	$9\pi^2$=88.9	121	121	104
a_4	121	$16\pi^2$=158	200	200	178
a_5	200	$25\pi^2$=247	298.2	298.2	272

第 8 章　基于规范确定船体材料尺寸

Scantling of Ship's Hulls by Rules

8.1 概述
General

在本章中，“船材尺寸”一词指确定构件/系统的几何尺寸（例如壁厚和截面模数）。初始船材尺寸设计是贯穿整个结构设计过程的最重要、最具挑战性的工作之一。

在签订合同后，下一步就是船材尺寸设计，船材尺寸设计将始终贯穿于设计过程中，直至设计得到船东、造船厂、船级社以及其他海事管理当局的认可。在初始设计阶段需确定船型、辅助系统的设计参数、结构尺寸和最终分舱。船体结构尺寸设计本身就是一个复杂的迭代过程。

近年来，确定船体结构尺寸的程序正在发生改变。首先，得益于现代信息技术的应用，使基于船级规范的常规船材尺寸计算自动化。同时，采用有限元法的合理应力分析和直接计算方法也得到了越来越多的关注。

为了开发出符合要求的船舶结构，通常需进行初始船材尺寸设计以确定各种构件的尺寸。这将确保结构能够承载船体梁载荷，包括静水和波浪中的横向弯曲、纵向弯曲、扭力和剪力。此过程需将部件有效整合起来。此外，各部件应设计为可承载作用于其上的载荷，包括货物重量、乘客、水动力压力、冲击力以及其他相互叠加的局部载荷，例如甲板室和重型机械。

本章主要介绍基于IACS（国际船级社协会）要求和船级规范（例如ABS, 2002）的油船设计公式。

8.2　船舶稳性和强度的基本概念
Basic Concepts of Stability and Strength of Ships

8.2.1　稳性
Stability

有两种力作用于自由浮动物体，向下的重力和向上的浮力（见图 8.1）。重力（*W*）通过重心（CG）起作用而浮力（*B*）通过浮心（CB）起作用。根据阿基米德原理我们知道，浮力等于浮动物体排开的液体的重量，因而浮心就是被排开液体的重心。

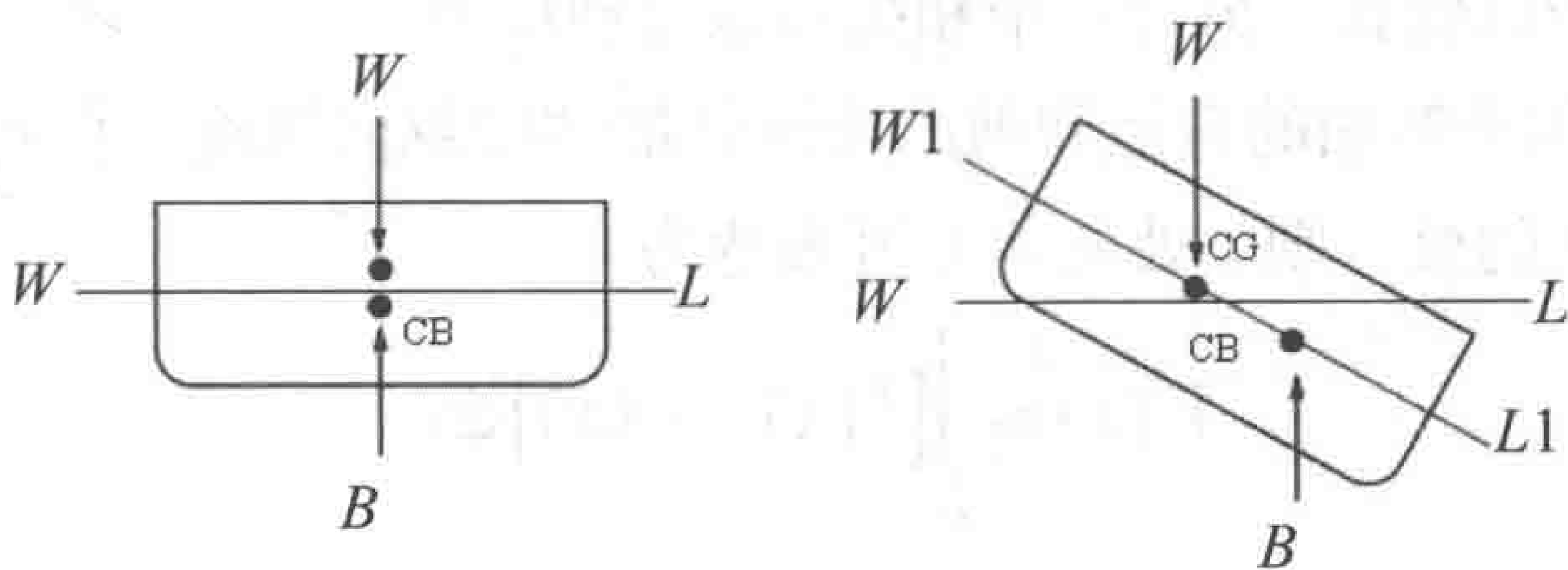


图 8.1　重力和浮力的相互作用

当浮动物体处于平衡状态并略微偏离其初始位置时，会发生 3 种情况。如图 8.2（Pauling, 1988）所示，物体将：

（1）回复至初始位置，这种状态称为正稳性。

（2）保持在新的位置，这种状态称为中性稳性。

（3）远离初始位置，这种状态称为负稳性。

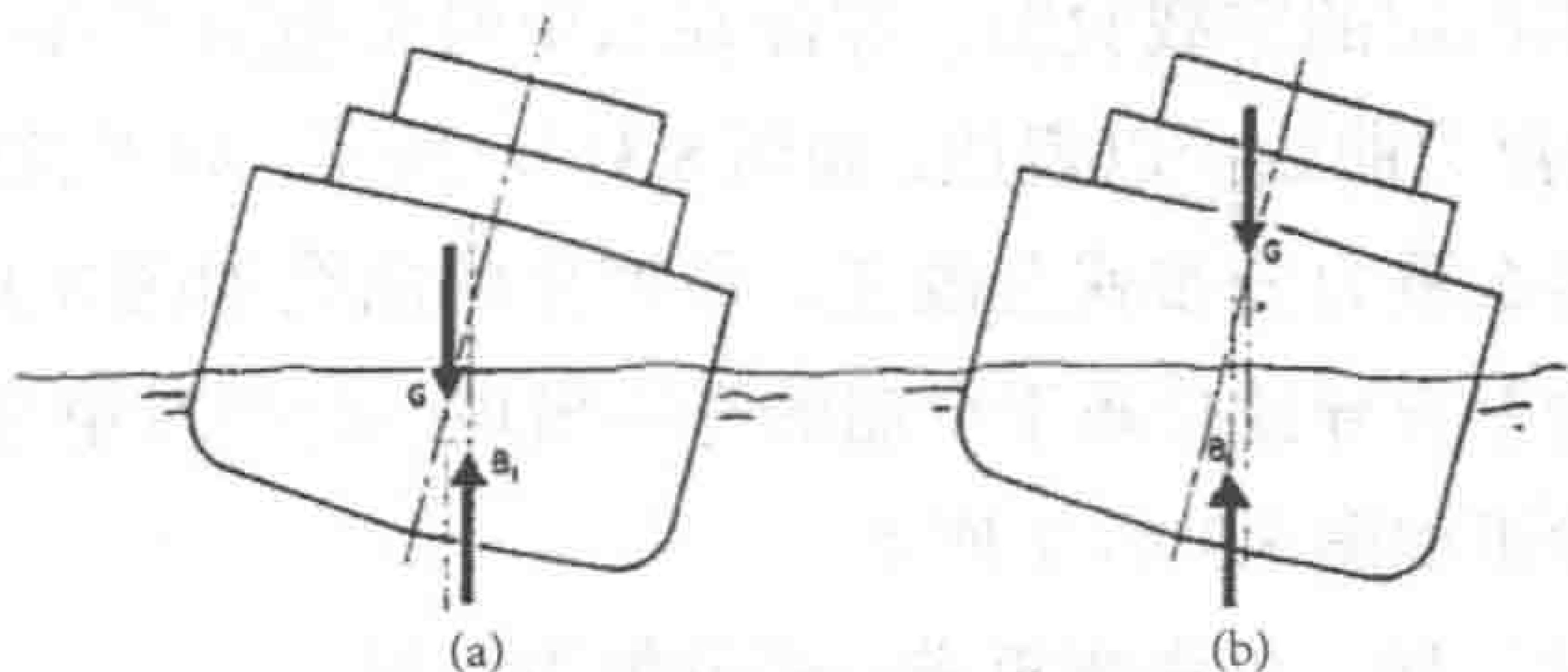


图 8.2　正稳性和负稳性
(a) 正稳性　　(b) 负稳性

船舶应具有正稳性，这样当其偏离初始位置时能够回复而不倾覆。

浮动物体（例如船舶）的稳性由重力 W 和浮力 B 之间的相互作用所决定，如图 8.1 所示。当处于平衡状态时，通过重心 CG 和浮心 CB 作用的两种力在一条直线上。如果物体从 WL 旋转至 $W1L1$，两种力的相互作用产生扶正力矩，物体回复至初始平衡状态，如图 8.2（a）所示，这种情况为正稳性。如果重力和浮力相互作用所产生的力矩使浮动物体进一步偏离其初始位置，这种情况为负稳性，如图 8.2（b）所示。因而设计船舶时，确保重心和浮心处于使船舶具有正稳性的位置是至关重要的。

8.2.2 强度

Strength

船舶设计的另外一个重要方面是船舶强度，这是指船舶结构具有承载施加于其上的载荷的能力。最重要的强度参数之一是船舶的纵向强度，可用船体承载的最大纵向应力予以估算。另外一个相关参数是剪应力。

可根据作用于船舶的弯矩和剪力来评估船体的纵向强度。假定将船舶视为分布式载荷作用下的梁，则 x 处的剪力可表达为

$$V(x)=\int_0^x\left[b(x)-w(x)\right]\mathrm{d}x \tag{8.1}$$

式中：

$b(x)$ 和 $w(x)$ 分别为 x 处的浮力和重力。

x 处的弯矩是剪力曲线的积分：

$$M(x)=\int_0^x V(x)\mathrm{d}x \tag{8.2}$$

图 8.3 对静水（例如港口）中船舶的弯矩予以进一步说明。如图 8.3（a）所示，对于截面和密度均恒定的空载驳船，漂浮在水中时全船的重力和浮力是均匀分布的。这可用重力和浮力曲线予以表达，如图 8.3（b）所示。如果驳船在中部装载【见图 8.3（c）】，那么重力分布就会改变，所产生的曲线如图 8.3（d）所示。重力和浮力曲线的这种差异导致分布于全船的弯矩出现，此类弯矩称为静水弯矩 M_s，载货驳船的静水弯矩如图 8.3（e）所示。

对于波浪中的船舶，可将弯矩进一步分解为两项：

$$M=M_S+M_W \tag{8.3}$$

式中：

M_s 和 M_w 分别为静水弯矩和波浪弯矩。

图 8.4 中波浪长度与船舶长度相同。图 8.4（a）为静水情况，作用于船舶的弯矩仅有静水弯矩。图 8.4（b）为波谷位于船腹的情况（即船舶舯部），这使船舶艏艉部附近分布的浮力较大，导致船舶处于中垂状态。此时其甲板处于压缩状态而船底处于拉伸状态。

图 8.4（c）为波峰位于船腹的情况，在这种情况下，船舶中段的浮力要比船舶艏艉部更大，导致船舶处于中拱状态。"中拱"指船舶中部向上拱起，因而船舶甲板处于拉伸状态而船底处于压缩状态。

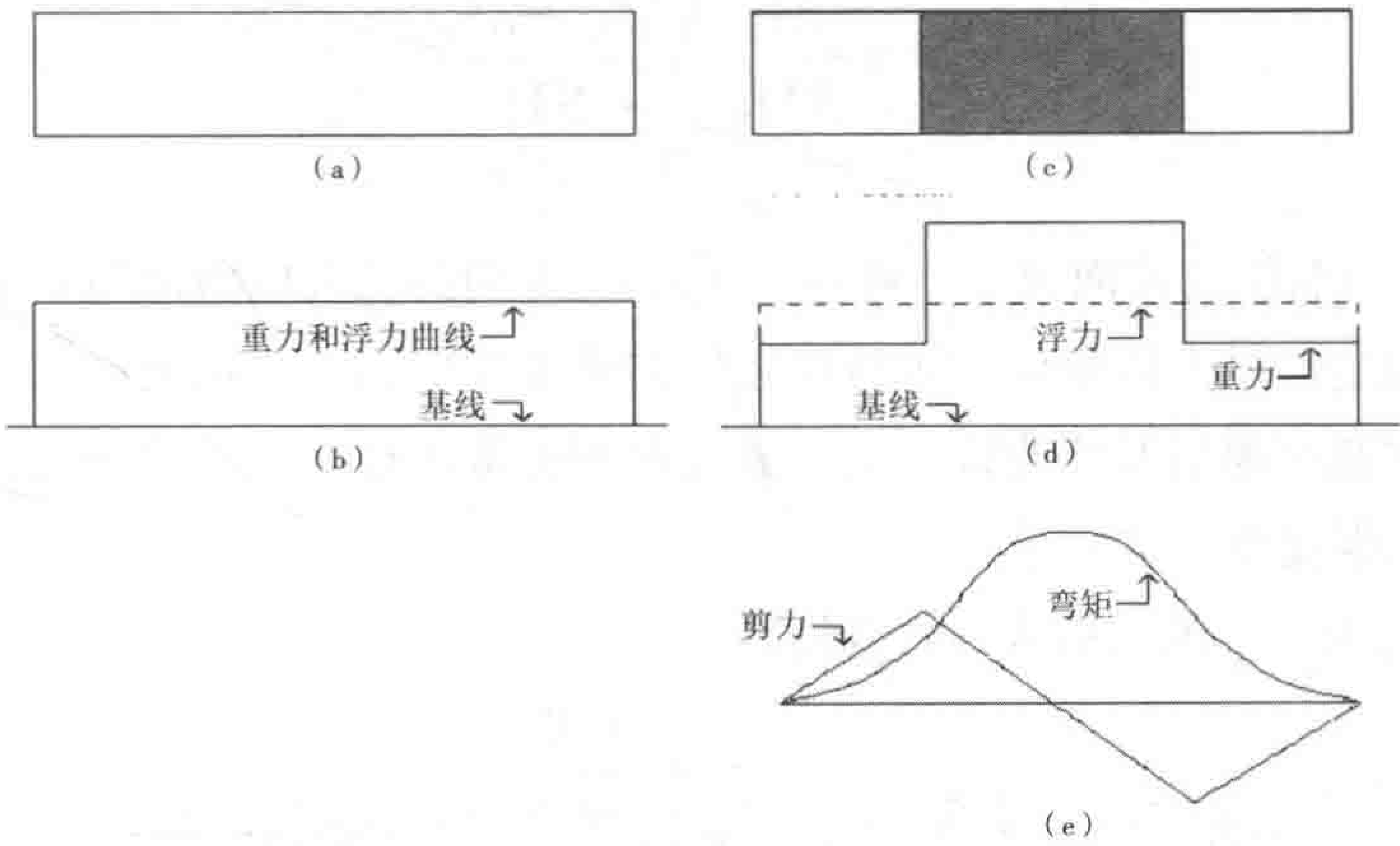


图 8.3　静水中矩形驳船弯矩的发展情况

（a）空载矩形驳船　（b）空载驳船的重力和浮力曲线　（c）半载驳船　（d）半载驳船的重力和浮力曲线
（e）半载驳船的静水剪力和弯矩曲线

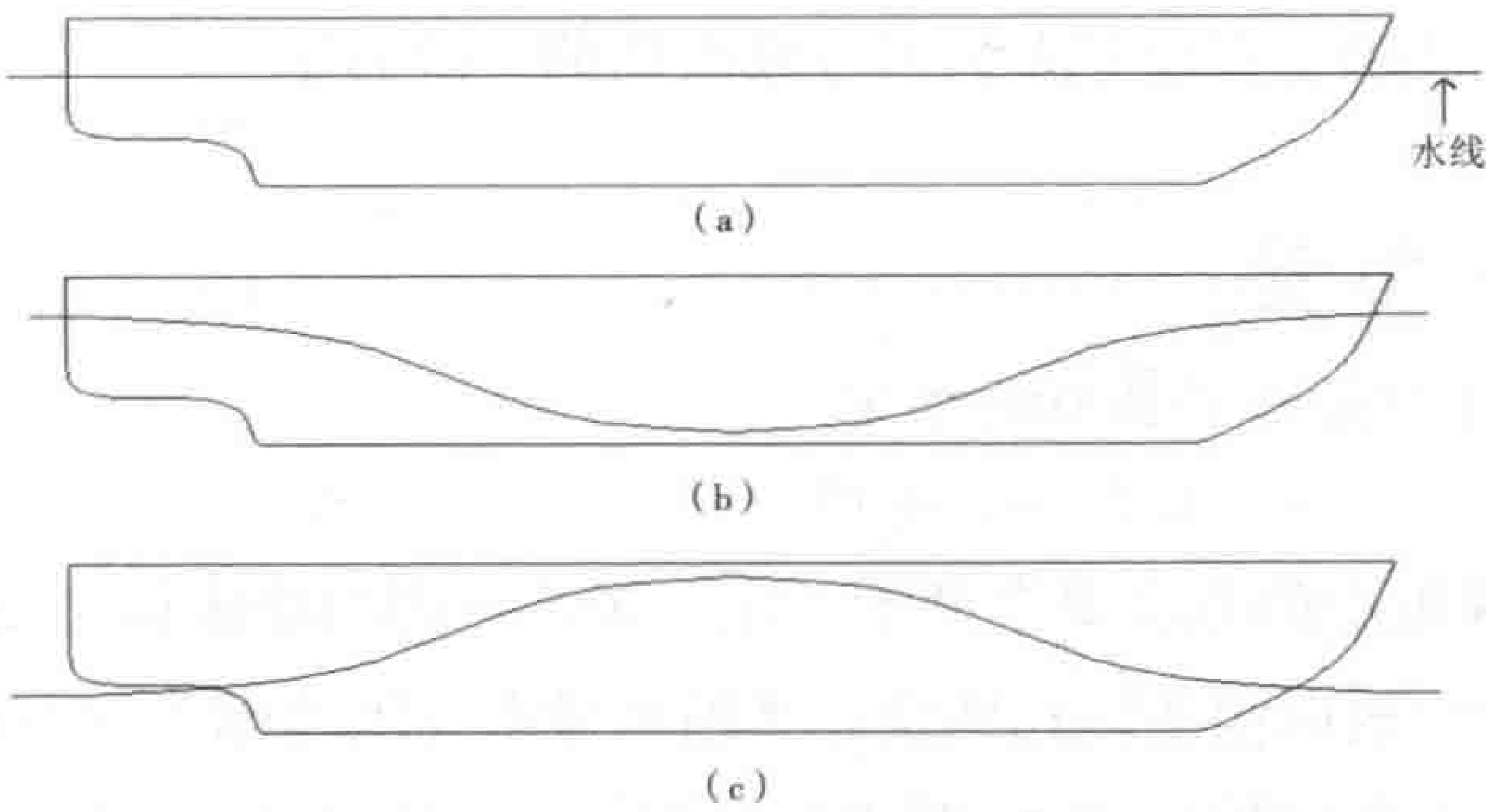


图 8.4　规则波浪中的波浪弯矩

（a）静水中的船舶　（b）处于中垂状态的船舶　（c）处于中拱状态的船舶

可采用伯努利－欧拉基本梁理论来计算垂直弯矩和水平弯矩所产生的一次应力或挠度。评估此梁理论对于船舶结构的适用性时，有必要重申以下假定：

●梁是棱柱形的，即所有横截面都是相同的；

●水平截面保持平面状态，仅当梁挠曲时才会旋转；

●忽略横向（泊松）效应对应变的影响；

●材料为弹性；

●剪切效应可从弯曲应力或应变中分离且不会对弯曲应力或应变造成影响。

与材料强度相关的书籍均会介绍应力和挠度公式，公式推导所用的假定与基本梁理论的假定相同。

下式为推导出的著名公式：

$$\sigma = \frac{M}{SM} = \frac{M_{S} + M_{W}}{SM} \tag{8.4}$$

式中：

SM 为船舶的截面模量。通过式（8.4）得到的最大应力需与船级社船舶设计规范中规定的最大许用应力进行比较。如果最大应力大于最大许用应力，则需增加船舶的截面模量并修改设计图。最大弯矩通常出现在船舶的中段，因而船舶中段的纵向强度至关重要。

一般而言，最大剪应力可表达为

$$\tau = \frac{F_{T} S}{tI} \tag{8.5}$$

式中：

F_T 为总剪力；

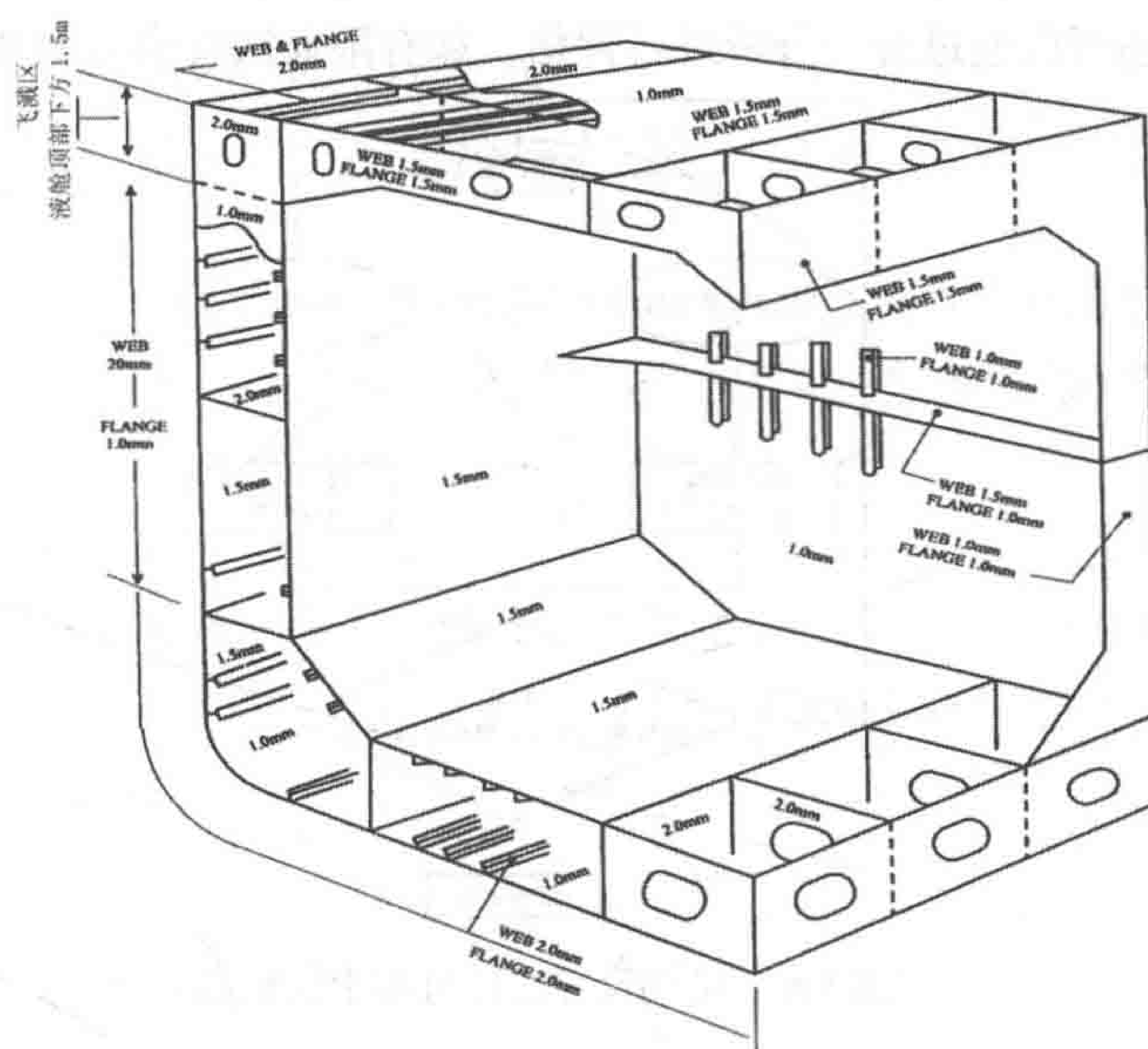
t 和 I 为船体梁的腹板厚度和船体的惯性力矩；

S 为水平中性轴上方或下方纵向有效面积的一阶力矩。

8.2.3 腐蚀裕量
Corrosion Allowance

船舶设计规范中的强度要求基于“净”船法。因为船级认可与最小强度要求对应的船材尺寸，所以应考虑标称设计腐蚀裕量而无须考虑船舶的设计使用寿命。除用于所有压载舱的涂层保护外，对于列板和构件还需使用最小腐蚀裕量，如图8.5所示。

对于腐蚀速率可能较大的构件区域，应考虑为主要关键构件提供附加设计余量，这将减少船舶生命周期内的修理和维护成本。



Web：腹板 Flange：面板

图 8.5　油船的设计腐蚀裕量 (ABS, 2002)

8.3　针对纵向强度的初始船材尺寸标准 Initial Scantling Criteria for Longitudinal Strength

8.3.1　简介 Introduction

为了评估船舶的结构强度，必须基于预期载荷确定最低基本船材尺寸。作用于船舶的载荷效应可分为一次应力和二次应力。一次应力也可称为船体梁应力，指由船体梁弯曲所导致的整体响应。二次应力也可称为局部应力，指由局部压力或集中载荷所导致的局部响应。设计规范要求构件的一次应力和二次应力的联合效应需低于各种失效模式的容许强度极限。

基本船材尺寸设计是一个迭代过程，如图 8.6 所示。图左边的船材尺寸设计基于功能要求和工程经验，而图右边的船材尺寸设计需根据所用设计规范予以评估。结构强度还可以通过合理分析进行评估，如有限元法，参见第 9 章。

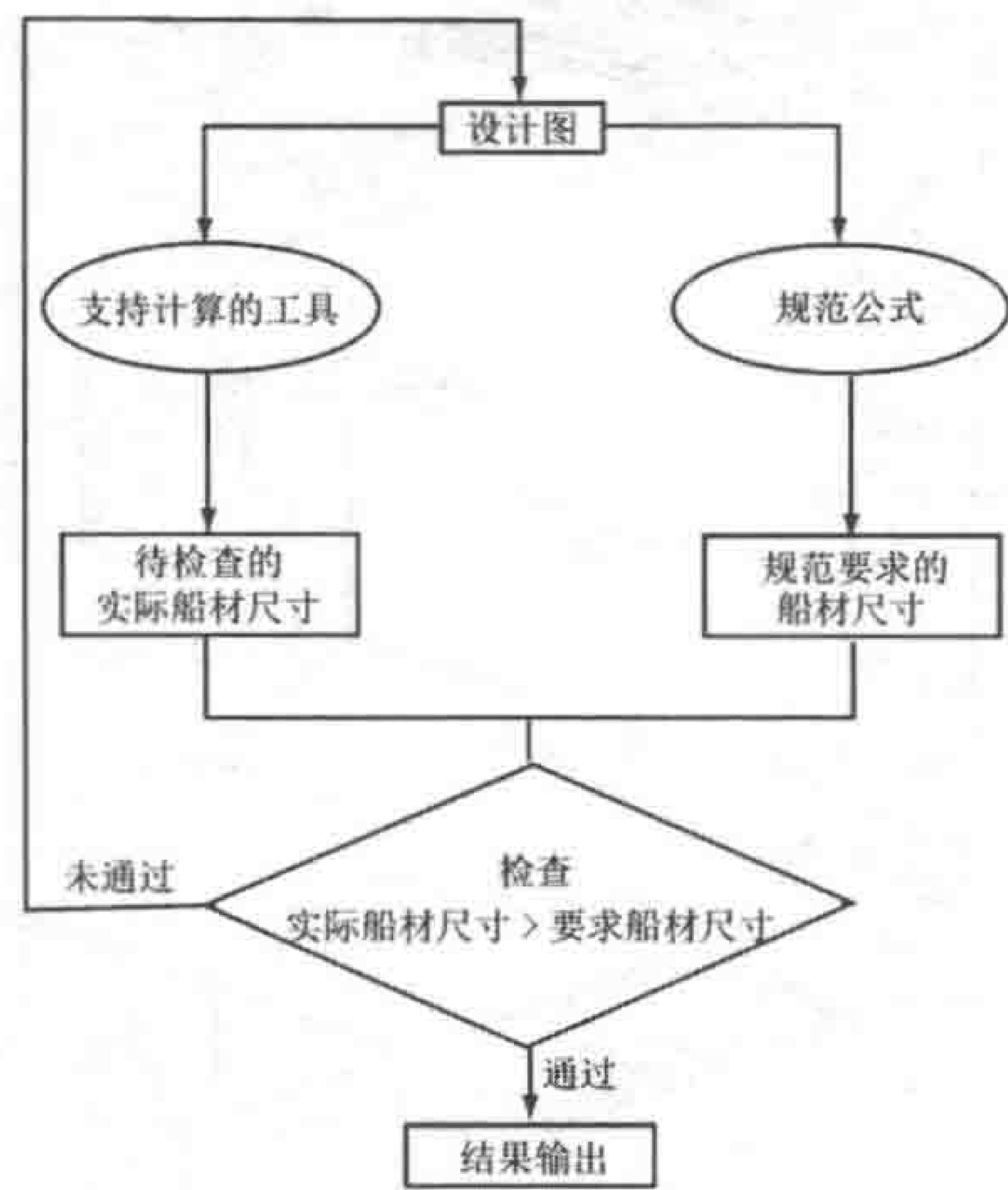


图 8.6　结构尺寸设计过程中的数据流

8.3.2　船体梁强度
Hull Girder Strength

大多数情况下，涉及一次应力计算的构件是纵向连续构件，例如甲板、舷侧、底部壳板、纵向舱壁等，以及连续或完全有效的纵向加强构件。

大多数设计规范通过规定船体梁横截面的所需最小截面特性来控制船体梁强度，所需截面特性可基于船体梁载荷和平行船中体（横截面相同的区域）的船体梁最大容许应力予以计算。

1. 纵向应力

为了确定船舶中段（其长度为 0.4 船长）的船体梁截面模量，船级规范要求在以下公式的计算结果中选择较大值：

$$SM = \frac{M_S + M_W}{\sigma_p} \tag{8.6}$$

$$SM = 0.01C_1L^2B(C_B + 0.7) \tag{8.7}$$

式中：

σ_p 为标称容许弯曲应力，可取 17.5kN/cm^2；

第二个公式计算最小所需截面模量，常数 C_1 取决于长度和方形系数 C_B。

如果顶部和 / 或底部面板由高强度材料制成，则根据下式，上面计算得到的截面模量可除以系数 Q，即

$$SM_{hts}=Q\cdot SM \tag{8.8}$$

式中：

Q 取决于屈服强度，等级为 H32 的材料可取 0.78，等级为 H36 的材料可取 0.72。

船级规范中的公式和图表可用于计算静水弯矩、船舶中部的波浪弯矩、波浪剪力以及波浪弯矩的分布系数。

2. **剪应力**

作用于舷侧和舱壁的剪应力的分布非常复杂，因而所需厚度很难用一个简单的公式予以表达。每个船级社都有其计算剪力和剪力纵向分布的经验公式。

净厚度的通用公式为

$$t=\frac{(F_s+F_w)S}{I\sigma_s} \tag{8.9}$$

式中：

F_s 为静水剪力；

F_w 为垂直波浪剪力；港口条件下 F_w 为零。

舷侧外板的净厚度为：

$$t_s \geqslant \frac{F_t D_s S}{I\sigma_s} \tag{8.10}$$

纵向舱壁的厚度为：

$$t_i \geqslant \frac{(F_t+R_i)D_i S}{I\sigma_s} \tag{8.11}$$

式中：

I 为所考虑位置处船体梁净截面的惯性力矩；

S 为船体梁净截面在中性轴上（从确定剪应力的垂直高度至截面垂直端点之间）的一阶力矩；

σ_s 为容许剪应力，需根据波浪或港口条件予以定义。波浪条件下为 14.96 除以 Q，港口条件下则为 10.87 除以 Q；Q 为材料转换系数，取决于材料；

D 为剪切分布系数，取决于纵向舱壁的设计。

8.4 针对横向强度的初始船材尺寸标准 Initial Scantling Criteria for Transverse Strength

8.4.1 简介 Introduction

船体底部和两侧会受到静态和动态静水压的作用，同时还需承载船体内货物的重量，如图 8.7 所示。横向载荷可导致横截面变形，如图中虚线所示，并在横向舱壁、肋板、侧板和甲板横梁上产生应力。货船船体一般基于横向系统，其横向强度可采用二维框架进行建模。二维框架会受到静水压、货物重量载荷以及由纵向构件传递的剪力的作用 。

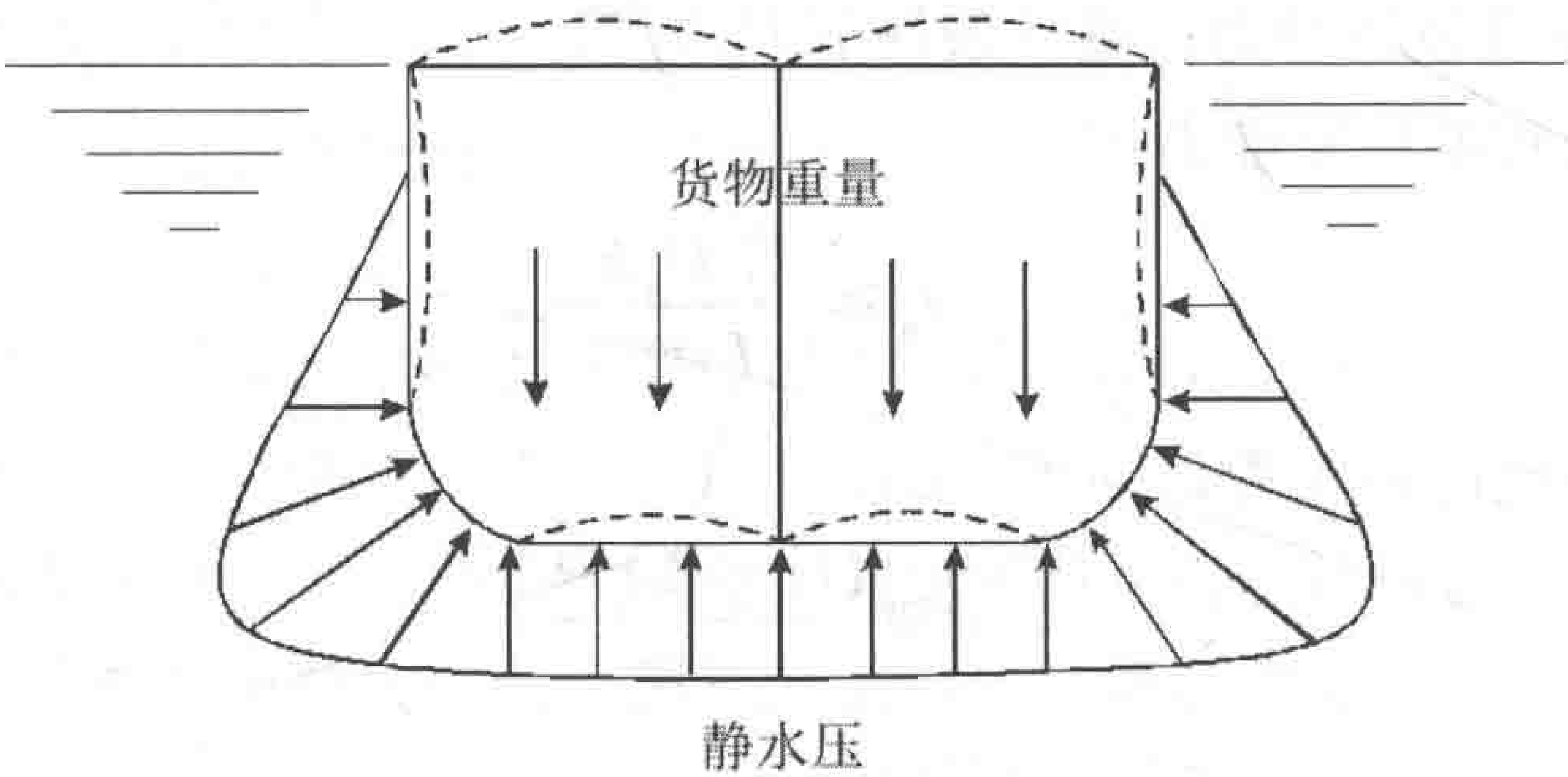


图 8.7 作用于船体的横向载荷

8.4.2 横向强度 Transverse Strength

二维（2D）框架分析可用于计算横向强度。框架分析可采用经典结构分析书籍中的分析公式或有限元法。

在有些情况下，框架分析可基于二维面应力分析。船级规范中针对横向强度

规定了许用应力和应力分析方法，横向框架的典型布置亦可在船级规范中得到。

8.5　针对局部强度的初始船材尺寸标准 Initial Scantling Criteria for Local Strength

8.5.1　横梁的局部弯曲 Local Bending of Beams

主要构件和次要构件的局部强度可通过局部载荷（如横向压力或集中载荷等）所致的应力予以评估。当计算加强筋和梁的应力或挠度时，可采用伯努利 – 欧拉基本梁理论，而板理论则适用于板材。应力和挠度公式的推导可从与材料强度相关的书籍中获取，如 Timoshenko （1956），公式推导所用的假定与基本梁理论或板理论的假定相同。

本节将根据局部弯矩和剪切强度对独立构件的尺寸设计予以介绍，如图 8.8 所示。

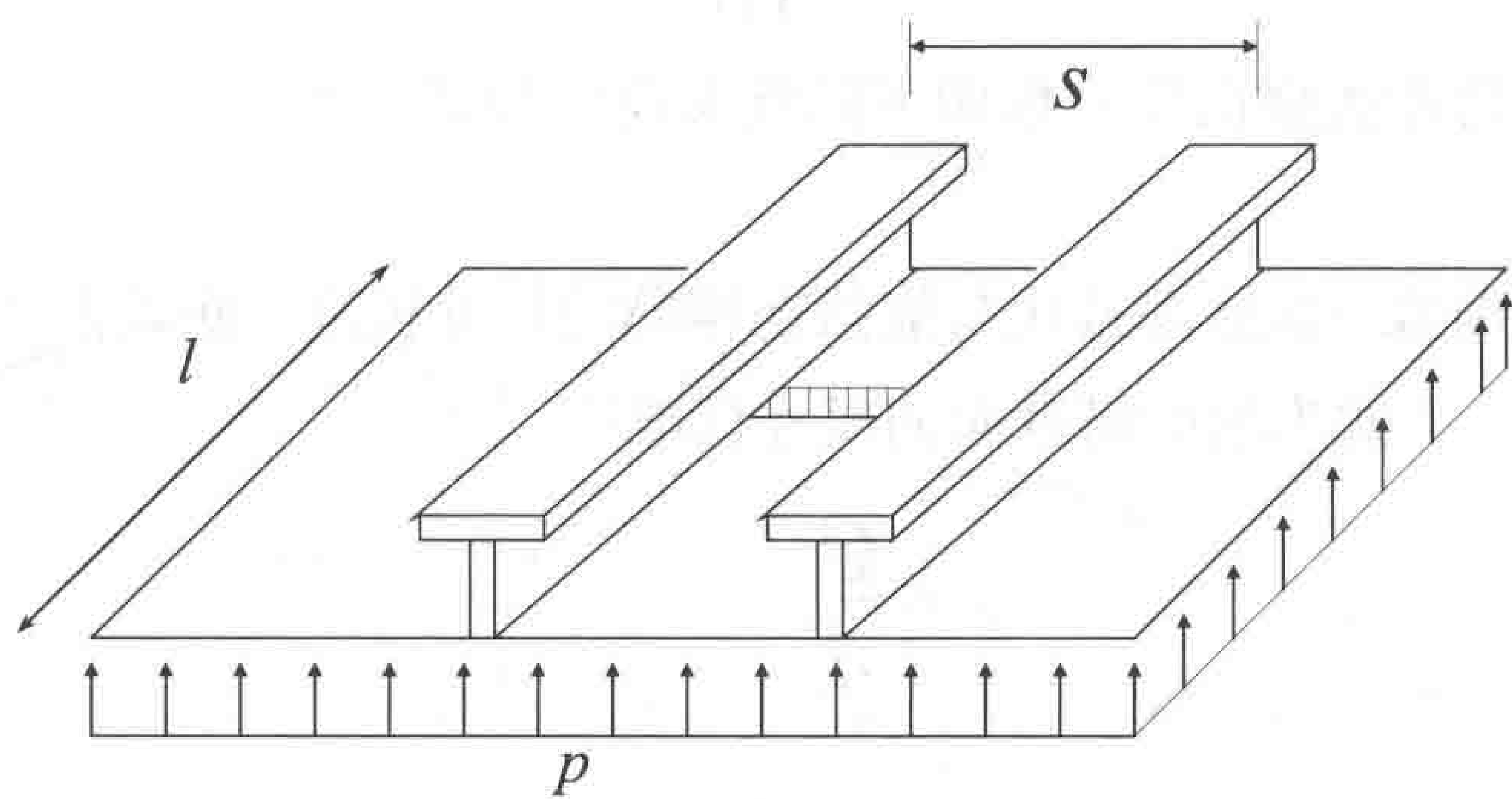


图 8.8　独立构件

1. 加强筋

所需最小加强筋尺寸由加强筋的截面模量确定，为加强筋的间距、跨度（见图 8.9）、设计压力以及许用应力的函数。

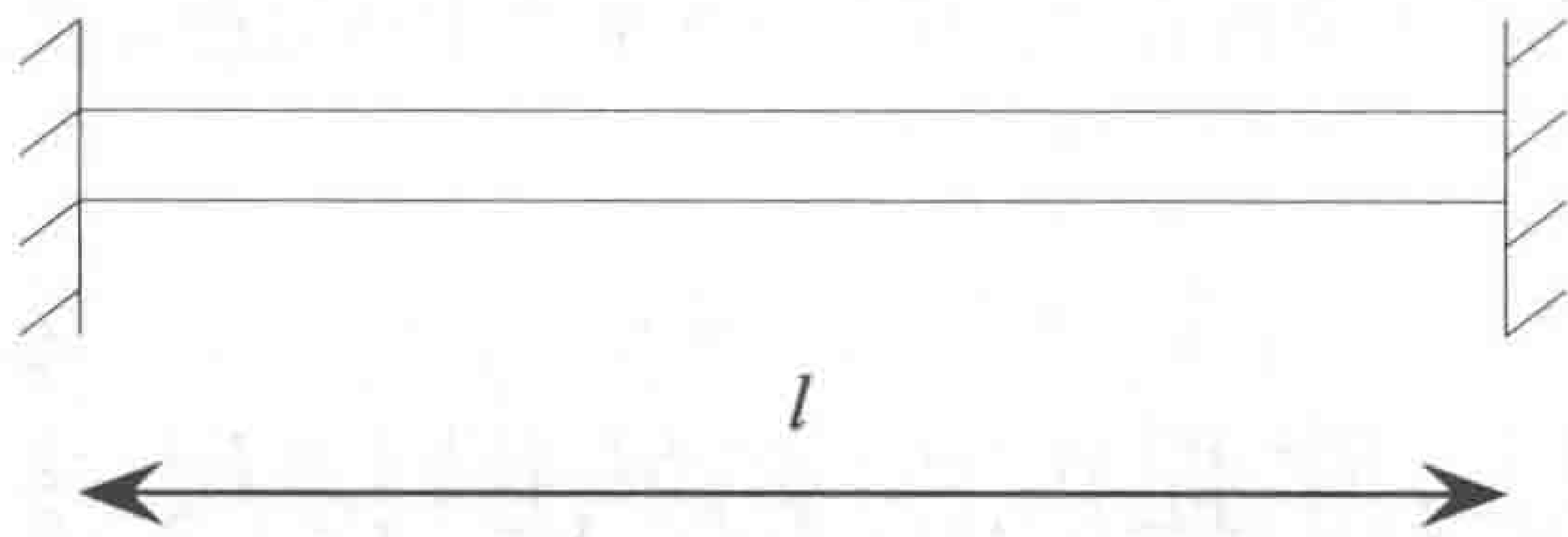


图 8.9 加强筋

根据梁理论，加强筋的所需截面模量为

$$SM = \frac{M}{\sigma} \quad (8.12)$$

假定加强筋为两端固定，则最大弯矩为

$$M = \frac{ql^2}{12} \quad (8.13)$$

加强筋应承载与加强筋连接的板材的横向压力，加载宽度等于加强筋间距。因而可由下式计算加强筋的分布载荷 q（单位为 N/mm）

$$q=p \cdot s \quad (8.14)$$

式中：

s 为加强筋间距；p 为设计压力，单位为 N/mm^2。

将式（8.13）和式（8.14）代入式（8.12）得到下式

$$SM = \frac{p\,s\,l^2}{12\sigma} \quad (8.15)$$

船级规范包含此类横向压力作用下的横梁设计公式。

2. 纵梁

就截面模量而言，纵梁需遵从与加强筋相同的尺寸标准。此外由于纵梁较高，还应考虑到剪力。下式为纵梁横截面的尺寸标准：

$$\tau = \frac{Q}{A} \quad (8.16)$$

式中：

τ为纵梁末端的剪应力，单位为 N/m^2；

A 为纵梁末端的横截面面积，单位为 m^2。

如果载荷为均匀分布，纵梁各端均承载一半载荷，则 Q 可定义为

$$Q=0.5\,p\,b\,s \tag{8.17}$$

式中：

p 和 b 为作用于纵梁的设计压力（N/m^2）和加载宽度（m）；

纵梁跨度为 s（m）（见图 8.10）。将式（8.17）代入式（8.16）得到下式：

$$\tau=\frac{Q}{A}=\frac{0.5pbs}{A} \tag{8.18}$$

根据式（8.18），可推导出以下所需截面面积：

$$A\geqslant\frac{0.5pbs}{\tau_{all}} \tag{8.19}$$

式中：

τ_{all} 为许用剪应力。

此外，纵梁还需满足腹板厚度、纵梁腹板面积以及纵梁面板厚度与面板宽度比的要求。

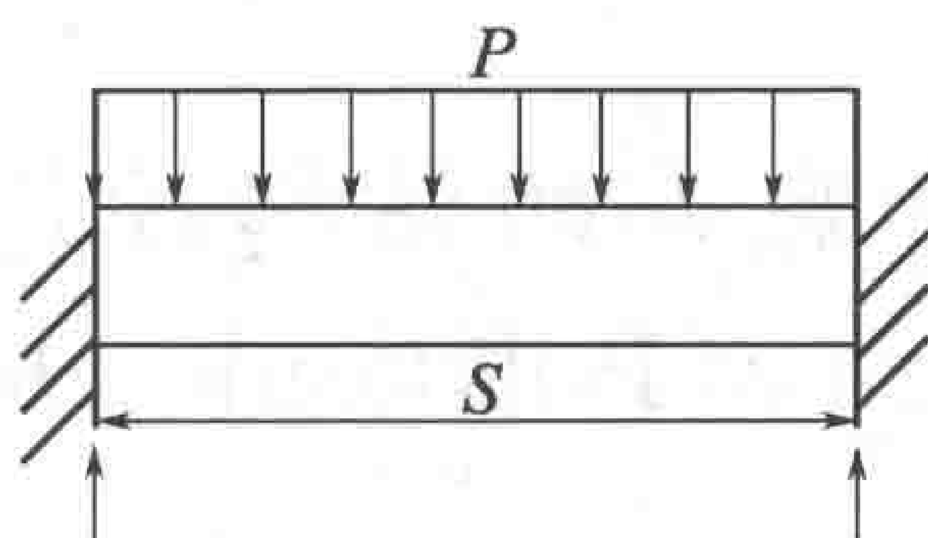


图 8.10 纵梁

8.5.2 板的局部抗弯强度 Local Bending Strength of Plates

设计规范将最小所需板厚定义为加强筋间距、设计压力和许用应力的函数。此类标准可通过板理论进行推导。两根加强筋或纵梁之间的板格可简化为在均匀横向压力 p 作用下所有边缘均固定的矩形板。

根据板理论，最大应力为

$$\max\{\sigma\}=\frac{-\beta_1 p s^2}{t^2}\quad（长边中点处） \tag{8.20}$$

$$\sigma = \frac{\beta_2 p s^2}{t^2} \quad （中心处） \tag{8.21}$$

如果板的高宽比 (l/s) 大于 2，则高宽比的修正系数可采用 β_1=0.5，β_2=0.25。对于根据中心处最大应力设计的高宽比大于 2 的板，所需最小厚度为：

$$t = \frac{0.5s\sqrt{p}}{\sqrt{\sigma}} = \frac{s\sqrt{p}}{\sqrt{4\sigma}} \tag{8.22}$$

式中：

σ为许用局部弯曲应力；

p 为设计压力；

s 为间距。

实际设计时，对于计算得到的厚度应该再加上腐蚀裕量。

确定许用弯曲应力时需考虑到板的位置、加强筋系统以及材料强度。各船级社均有其自己的许用应力定义。

船级规范中包含了横向压力作用下板的设计公式及确定板厚的公式，但不同船级规范对腐蚀裕量的处理方法肯定是各不相同的。

8.5.3 舱壁、甲板和底部的结构设计 Structure Design of Bulkheads, Decks and Bottom

对于纵向和横向舱壁的每根独立纵向或垂直 / 水平加强筋及其所连接的有效列板，净截面模量必须大于从下式得到的结果：

$$SM = \frac{M}{\sigma_b} \ (\mathrm{cm}^3) \tag{8.23}$$

式中：

$$M = \frac{1000}{12} c_1 c_2 p s l^2 (\mathrm{N \cdot cm}) \tag{8.24}$$

式中：

纵向、水平和垂直加强筋的船 c_1 均不相同；

c_2 取决于设计和液舱的加载情况；

l 为纵向构件的跨度或有效支撑间加强筋的跨度；

p 已在上文中定义；

σ_b 为容许弯曲应力，取决于加强筋的类型和位置。

8.5.4　列板的屈曲
Buckling of Platings

1. 概述

屈曲是结构设计的主要问题之一。在应力达到屈服应力前，承载高压缩应力的构件会处于不稳定状态。

应对列板进行评估，以避免加强筋之间的板出现局部屈曲。本节论述纵向构件的尺寸以及在考虑总压缩应力的情况下对屈曲进行控制。

2. 弹性压缩屈曲应力

弹性屈曲应力是平板平面内最大的压缩应力，板的中部存在非零面外挠曲。弹性范围内压缩屈曲应力的理论解可由 Bryan 公式得出。对于承载一个方向面内压缩应力的矩形板，该解可表达为

$$\sigma_{el} = k_c \frac{\pi^2 E}{12(1-\upsilon^2)}\left(\frac{t}{s}\right)^2 \quad (8.25)$$

如图 8.11 所示，t 为净厚度，已减去腐蚀裕量。屈曲系数 k_c 为板高宽比 $\alpha=l/s$、边界条件和加载条件的函数。如果假定板仅在两条相对边上承载均匀载荷且所有四条边均为简单支撑，则 k_c 为

$$k_c = \left(\frac{n}{l}+\frac{l}{n}\right)^2 \quad (8.26)$$

式中：

n 为挠曲板在纵向上的半波数量，如图 8.12 所示。

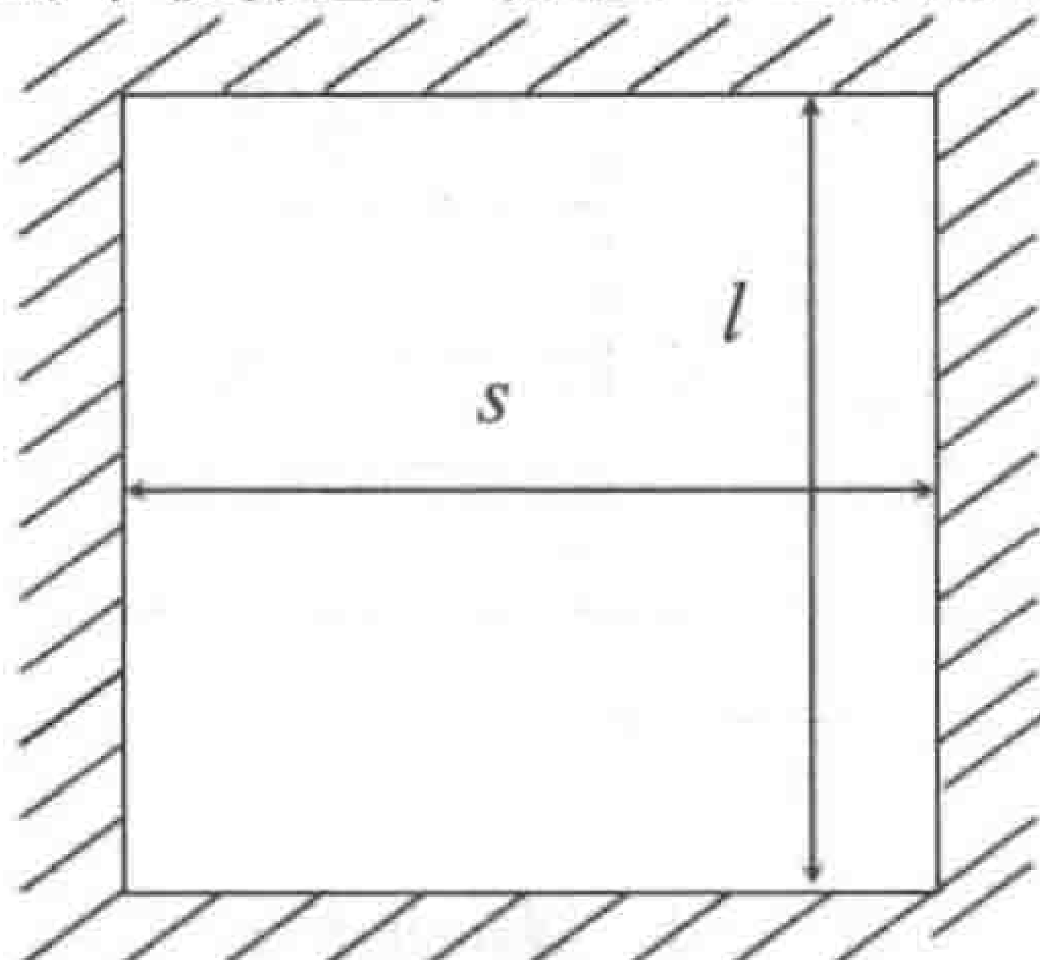


图 8.11　板

对于高宽比 $\alpha<1$ 的横向加筋板，如图 8 .13 所示，临界应力对应于 $n=1$，因而弹性压缩屈曲应力可以更为简明地表达为

$$\sigma_{\mathrm{el}}=\frac{\pi^2 E}{12(1-\upsilon^2)}\left(\frac{t}{s}\right)^2(1+\alpha^2)^2 \tag{8.27}$$

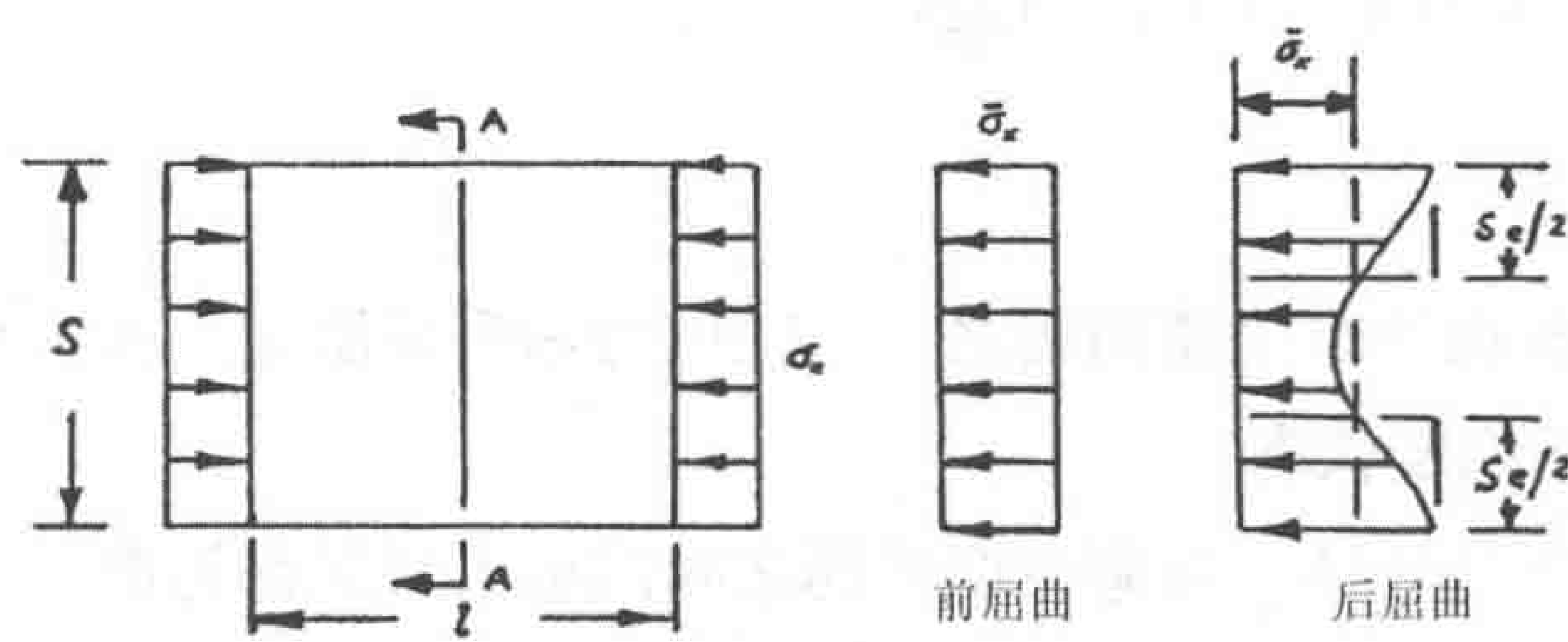


图 8.12　板的屈曲

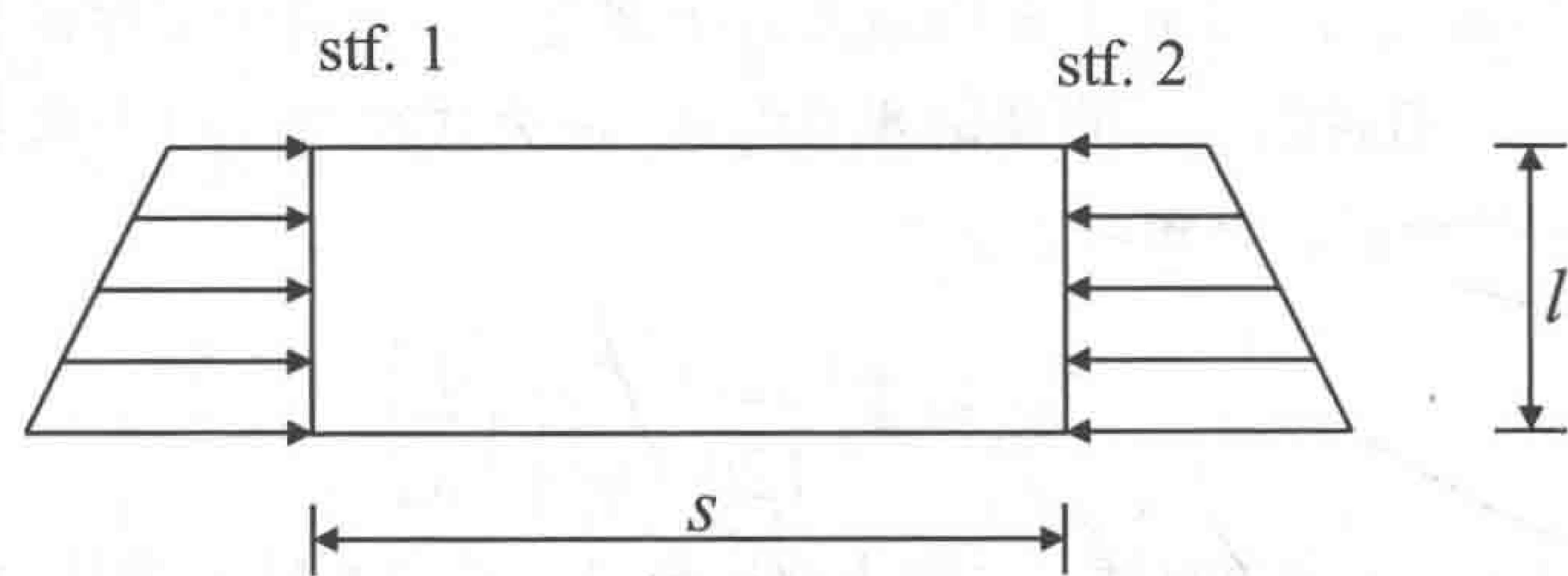


图 8.13　横向加筋板

如图 8.14 所示，纵向加筋板的 k_c 约为 4，弹性临界应力为

$$\sigma_{\mathrm{el}}=\frac{\pi^2 E}{3(1-\upsilon^2)}\left(\frac{t}{s}\right)^2 \tag{8.28}$$

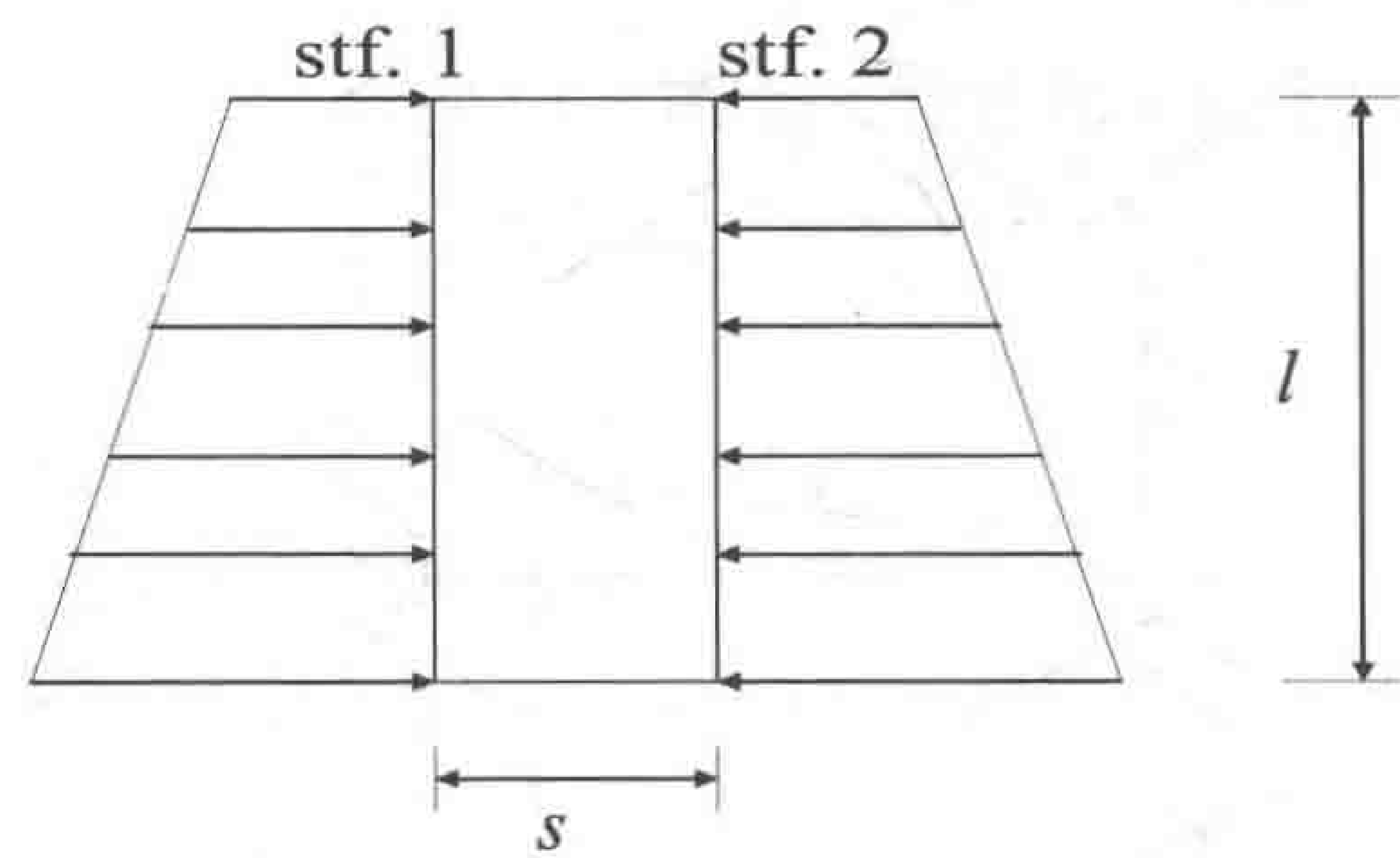


图 8.14　纵向加筋板

临界压缩屈曲应力σ_c为

$$\sigma_c = \sigma_{el} \qquad \text{当 } \sigma_{el} < \frac{\sigma_y}{2} \text{ 时} \tag{8.29}$$

$$\sigma_c = \sigma_y\left(1 - \frac{\sigma_y}{4\sigma_{el}}\right) \qquad \text{当 } \sigma_{el} > \frac{\sigma_y}{2} \text{ 时} \tag{8.30}$$

弹性剪切屈曲应力 τ_e 的计算是类似的。临界屈曲剪应力为

$$\tau_c = \tau_{el} \qquad \text{当} \tau_{el} < \frac{\tau_y}{2} \text{时} \tag{8.31}$$

$$\tau_c = \left(1 - \frac{\tau_y}{4\tau_{el}}\right) \qquad \text{当 } \tau_{el} > \frac{\tau_y}{2} \text{ 时} \tag{8.32}$$

式中：

τ_{el} 为理想弹性剪切屈曲应力；

τ_y 为材料的屈服应力，单位 N/mm^2，可由 $\tau_y = \sigma_y / \sqrt{3}$ 得出。

3. 屈曲评估

屈曲强度的设计规范是基于上式制订的。下式可用于计算在压缩应力和剪应力共同作用下板的屈曲（Bannerman 和 Jan, 1980）：

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_c}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_c}\right)^2 \leqslant 1.0 / S.F. \tag{8.33}$$

式中：

σ 和 τ 分别为预计最大压缩应力（轴向压缩和弯曲所致）和预计平均剪应力；

σ_c 和 τ_c 分别为对应于纵向压缩 / 弯曲和纯剪切载荷的临界屈曲应力；

S.F. 为安全系数。

8.5.5　型材的屈曲 Buckling of Profiles

需对轴向受压型材（纵向构件）进行评估以满足以下屈曲模式：

- 横向屈曲模式；
- 扭转屈曲模式；
- 腹板和面板屈曲模式。

横向加强筋和纵梁需予以特殊考虑。

弹性屈曲应力将在下文论述。

1. **横向屈曲模式**

横向屈曲的弹性屈曲应力可根据柱屈曲理论得出

$$\sigma_{el} = n \cdot E \frac{I_A}{Al^2} \text{（N/mm}^2\text{）} \tag{8.34}$$

式中：

I_A 为纵向构件的惯性力矩，包括所连接的平板面板，单位为 cm^4；

A 为纵向构件的横截面面积，包括所连接的平板面板，单位为 cm^2；

l 为纵向构件的跨度；

n 为屈曲系数，取决于端部支撑（理想情况下 n=0.001）。

需指出的是屈曲评估所用的纵向构件截面特性值应为推算得到的净特性值加上腐蚀裕量。

2. **扭转屈曲模式**

$$\sigma_{\text{el}} = \frac{\pi^2 EI_{\text{W}}}{10^4 I_{\text{p}} l^2}\left(m^2 + \frac{K}{m^2}\right) + 0.385E\frac{I_{\text{T}}}{I_{\text{P}}} \quad \text{(N/mm}^2\text{)} \tag{8.35}$$

式中：

$$K = \frac{Cl^4}{\pi^4 EI_{\text{W}}} 10^6 \tag{8.36}$$

式中：

I_w为加强筋与板的纵向连接构件的翘曲常数，单位为 cm^6；

I_p 为加强筋与板的纵向连接构件的惯性极矩，单位为 cm^4；

l 为纵向构件的跨度，单位为 m；

I_T 为纵向构件的 St. Venant 惯性力矩（不包括连接板），单位为 cm^4；

m 为半波数量（通常为 1~4）；

C 为支撑板格的弹性刚度。

3. **腹板和面板屈曲模式**

对于纵向构件的腹板，弹性屈曲应力为

$$\sigma_{\text{el}} = 3.8E\left(\frac{t_{\text{W}}}{h_{\text{W}}}\right)^2 \quad \text{（N/mm}^2\text{）} \tag{8.37}$$

式中：

t_W 为腹板厚度，单位为 mm；

h_w 为腹板高度，单位为 mm。

对于折边型材和 T 梁上的面板，应满足以下要求：

$$\frac{b_f}{t_f} \leqslant 15 \tag{8.38}$$

式中：

b_f 为面板宽度；

t_f 为面板厚度。

式（8.29）-（8.33）还可用于计算型材的临界屈曲应力及屈曲评估。关于屈曲评估和安全系数的更多详细信息可参考本书第 2 篇。

8.6　参考文献 References

[1] ABS (2002), Rules for Building and Classing Steel Vessels, American Bureau of Shipping.

[2] Bannerman, D.B. and Jan, H.Y. (1980), Analysis and Design of Principal Hull Structure, in Ship Design and Construction, SNAME.

[3] Paulling, J.R. (1988), Strength of Ships, in Principles of Naval Architecture, Vol. I, SNAME.

[4] Timoshenko, S., Goodier, J.N. (1956), Strength of Materials, Vol. I.

第 9 章　基于分析进行船体尺寸设计

Ship Hull Scantling Design by Analysis

9.1 概述
General

传统上船舶设计实践主要是基于船级规范。这些规范大多是半经验性质的，并根据成功作业经验进行了修正。它们具有明显的优势：形式简便而且为广大船舶设计者所熟知。然而在过去的20年里，由于船舶尺寸迅速增加，船舶设计也发生了巨大变化。依赖于“规范手册”的传统设计方法已经面临非传统船型和复杂船舶结构发展的严峻挑战，例如高速艇、容量迅速增加的大开口集装箱船、大型液化天然气船、钻井船、浮式生产储卸装置等。传统设计规范中的公式涉及一系列简化假设，只能在一定范围内使用。此外，基于规范的船材尺寸设计不一定是最具成本效益的设计。因而利用有限元方法进行合理的应力分析已经得到造船业越来越多的关注。随着信息技术的迅速发展，计算的复杂性不再是大问题，数值效率也不再是设计过程的重点。实际设计方法包括涵盖静态与动态载荷的整体强度分析以及所有关键构件的疲劳寿命评估。这种方法提供了设计良好且可以统一利用的结构，确保其可靠性比以前的结构更高。

本章将介绍合理的分析过程，从设计载荷、强度标准和有限元分析到对所获得的计算结果进行评估。本章详细论述了有限元分析，包括建模、载荷应用、应用边界条件、单元选择以及后处理等。强度分析的简略过程如图9.1所示。

9.2 设计载荷
Design Loads

作用于船舶整体结构的设计荷载包括静态载荷和动态载荷。静态载荷包括静载荷和动载荷，例如水静力载荷和风载荷。动态载荷包括波浪导致的水动力载荷、船舶运动引起的惯性载荷以及冲击载荷。结构分析中需研究各种可能会导致最大局部承载和最大整体承载的加载条件和模式，以获得最大局部载荷和最大整体载

荷。晃荡载荷和砰击载荷也应适时地予以考虑。设计远洋船时，因为其航程较大，所以环境载荷通常是基于全球海况标准。然而对于离岸结构，环境载荷需根据特别设计的航线和 / 或所在区域的数据进行计算。

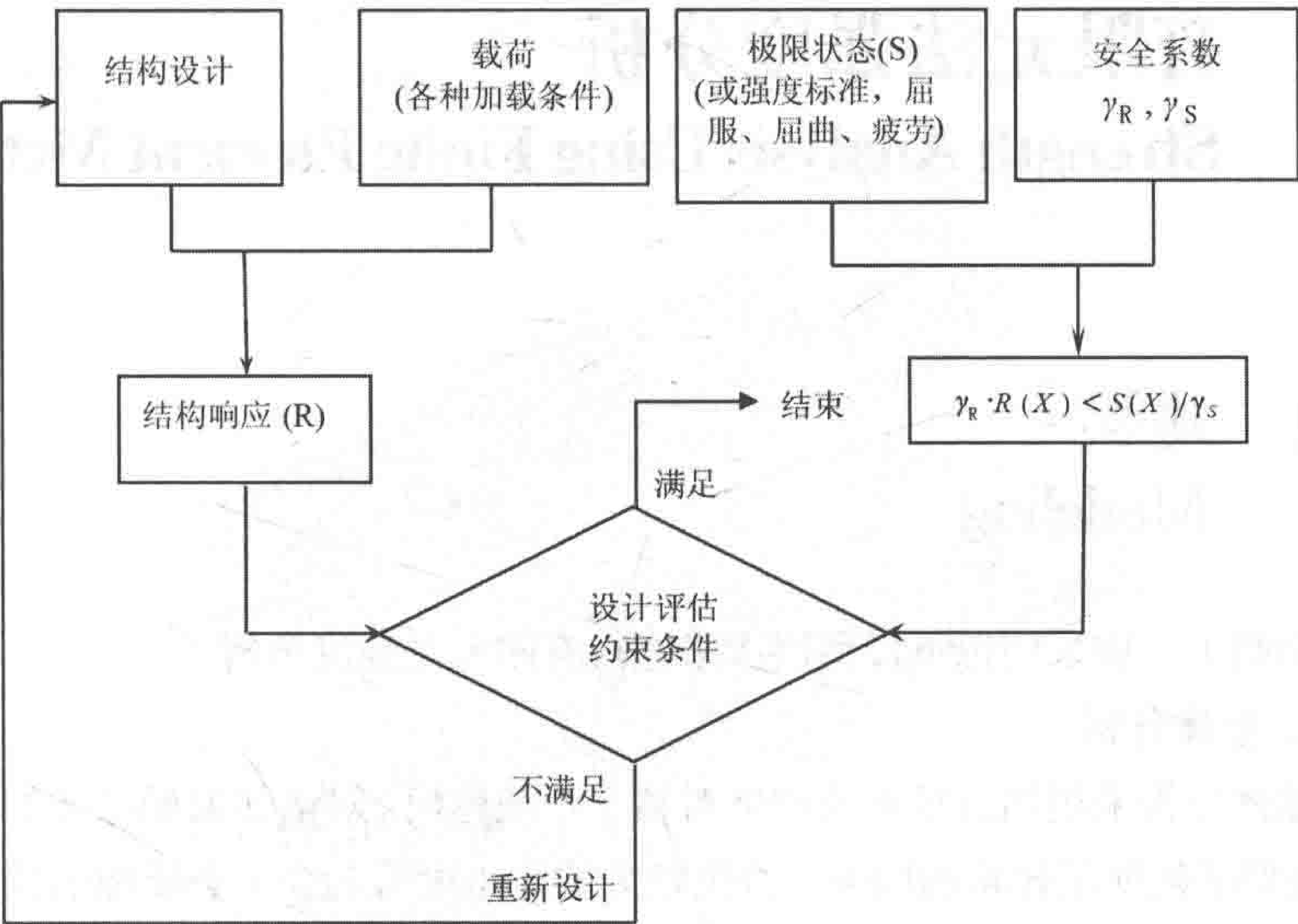


图 9.1　应力分析程序

Liu 等（1992) 开发了一种船舶设计动态载荷方法（DLA），可计算油船所承载的载荷，包括波浪导致的载荷、船舶运动、内部载荷、结构载荷以及货物惯性载荷等。并且分析了三种加载条件，即满载条件、压载条件和部分加载条件。

●静态载荷

船体梁剪力和弯矩的分布可通过每种加载条件下船体的几何形状、空船重量（即钢结构、舾装和机械的重量）以及总载重量（即货物和消耗品，例如燃油、水和补给品）予以计算。考虑到重量分布的不连续性，还需对船舶的横向构件进行分析。

●水动力系数

各种加载条件下确定船舶运动和动态载荷时都需要水动力系数。在计算中考虑较大范围的波浪频率是非常重要的。

●船舶运动与短期 / 长期响应

应采用适当的方法来分析船舶运动，例如线性适航性理论和片条理论。各种载荷工况下的频率响应函数都需要进行计算。短期响应可通过将频率响应函数与波浪谱相乘得到，长期响应则可根据短期响应和波浪统计数据来计算，波浪统计

数据由波浪散布图构成。

9.3 有限元法强度分析
Strength Analysis Using Finite Element Methods

9.3.1 建模
Modeling

原则上，应采用以下模型层次来进行有限元法强度分析：

1. 整体分析

整体分析采用相对较粗的网格对整个系统建模。对诸如船舶这样的大型结构，整体模型必须使用较粗的网格，否则较大的自由度可能会不必要地消耗过多人力，并导致计算困难。船体主要构件的总刚度和总应力应体现在结构的主要特征中。因为网格尺寸通常大于加强筋的间距，所以加强筋可以集中处理。准确描述膜框架在横向和纵向的总刚度非常重要。这种模型可用于研究结构在功能载荷和环境载荷作用下的整体响应、计算船体梁弯曲所产生的总应力并为局部有限元模型提供边界条件。设计荷载应能反映相关作业模式（如运输、运行、风暴残存以及安装等）所导致的极限中垂状态和极限中拱状态。

2. 局部结构模型

例如可根据船级规范的要求对船形结构物的货舱和压载舱模型进行分析。

1）货舱和压载舱模型

对于货舱和压载舱区域的主要船体构件，其局部响应可根据相关的内部和外部载荷组合进行分析。结构模型的范围应视结构布置和载荷条件而定。通常情况下，所涵盖的范围是舱体本身以及所考虑结构各端外侧的半个舱体（见图 9.2）。

网格细度需根据加载方式确定。模型一般包括列板、加强筋、梁、桁、腹板框架以及主托架。对于有干舷的部件，可在结构中使用附加刚度，同时在舱室建模时也应予以考虑。

货舱和压载舱模型的边界条件可根据整体分析的结果来定义。货舱 / 压载舱

模型的分析结果可作为框架和梁模型的边界条件。

模型中需考虑以下基本载荷：

- 货物与压载的静态加载和动态加载；
- 外部海水的静态和动态压力；
- 总载重量、干舷加载和惯性载荷。

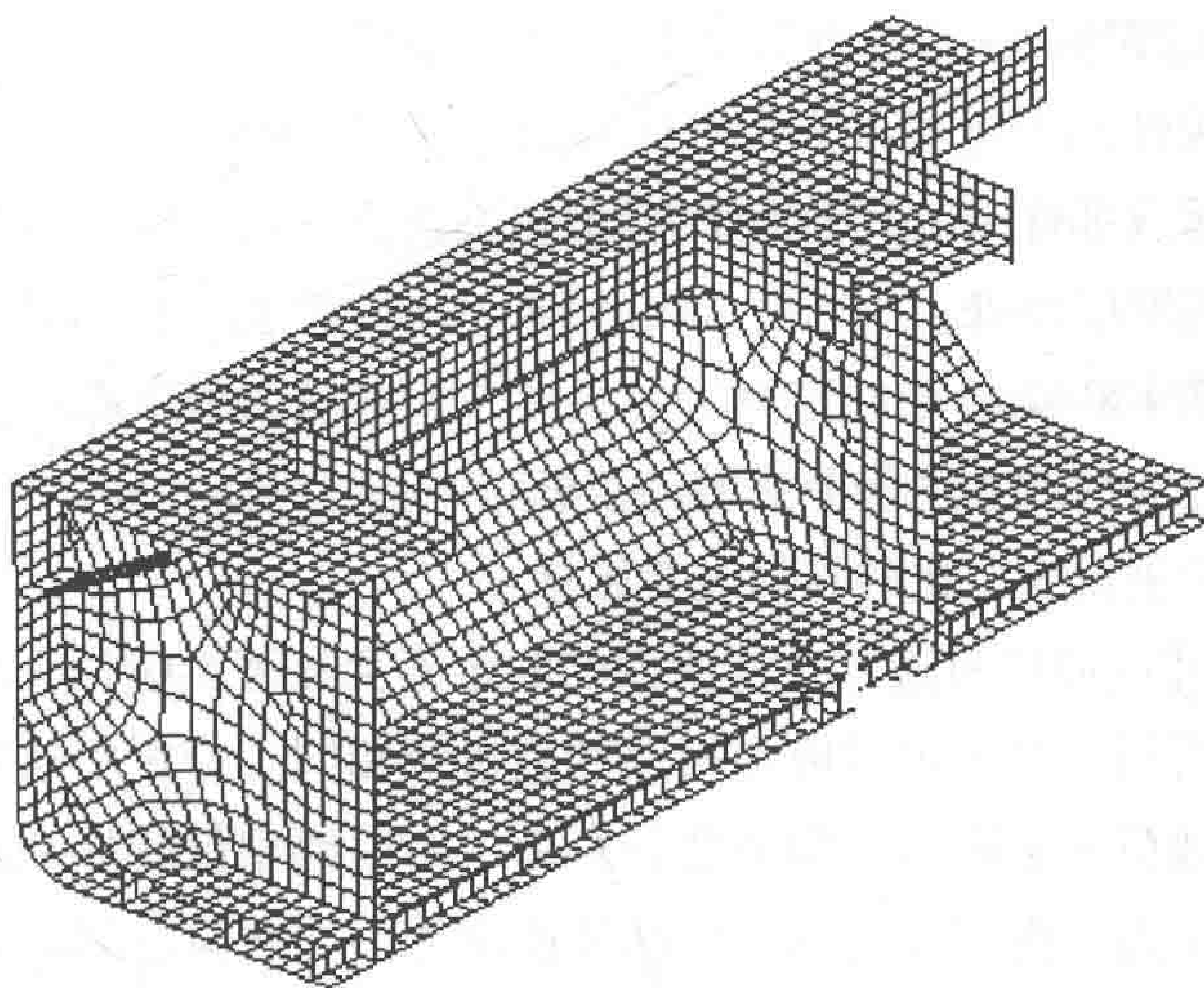


图 9.2　液舱模型

2）框架和梁模型

框架和梁分析可用于分析主框架或梁系统的应力和变形。计算应涵盖弯曲、剪切及扭转所产生的结果。最低要求是所分析船舶类型的函数，但在货舱或液舱前部至少应包括一块横腹板（见图 9.3）。

该模型既可以包含在货舱和压载舱模型中，也可以根据模型分析得到的边界条件单独使用。

3. 应力集中区域

对于可能出现高应力集中的区域，应采用局部细网格模型，并利用根据整体分析结果得到的作用力或受迫变形作为边界条件。此外，也可使用子模型、超单元技术或直接网格细化等。

应特别注意以下区域：

- 大开口周围的区域；
- 横向舱壁与舱壁两侧第一个框架之间的纵向加强筋；
- 带有水平桁的横向舱壁内底板与甲板连接处的垂直加强筋；
- 带有垂直桁的横向舱壁内侧板与纵向舱壁连接处的水平加强筋(见图 9 .4)；

●槽形舱壁连接处。

4. **疲劳模型**

如果考虑疲劳问题，则需对关键构件进行分析。应该为以下区域的关键构件建立细网格模型：

●腹板框架的底边舱折角处；

●顶部支撑凳；

●月池构件；

●纵向承载部件中的其他大型贯通件；

●纵向舱壁中断处；

●加强筋中断处；

●浮箱与立柱或立柱与甲板的连接处；

●刚度发生较大变化的其他过渡区域。

模型尺寸应使针对边界条件所做的假定不会显著影响计算出的热点应力。应力集中分析所用的单元尺寸应与板厚的数量级相同。分析中通常使用壳单元。因为只有动态载荷才会影响结构的疲劳寿命，所以模型仅施加动态载荷。诸如整体弯曲、外部压力、内部压力以及干舷加速度等不同载荷之间的相关性也应在疲劳评估时予以考虑。

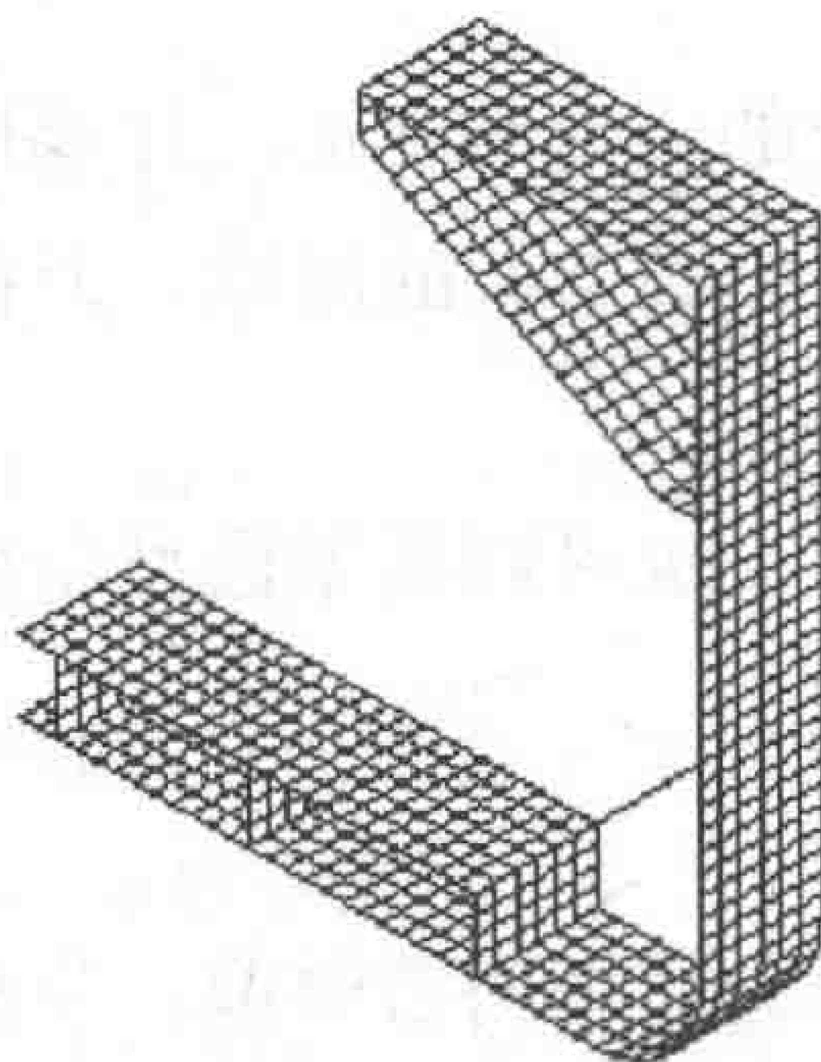


图 9.3　框架模型

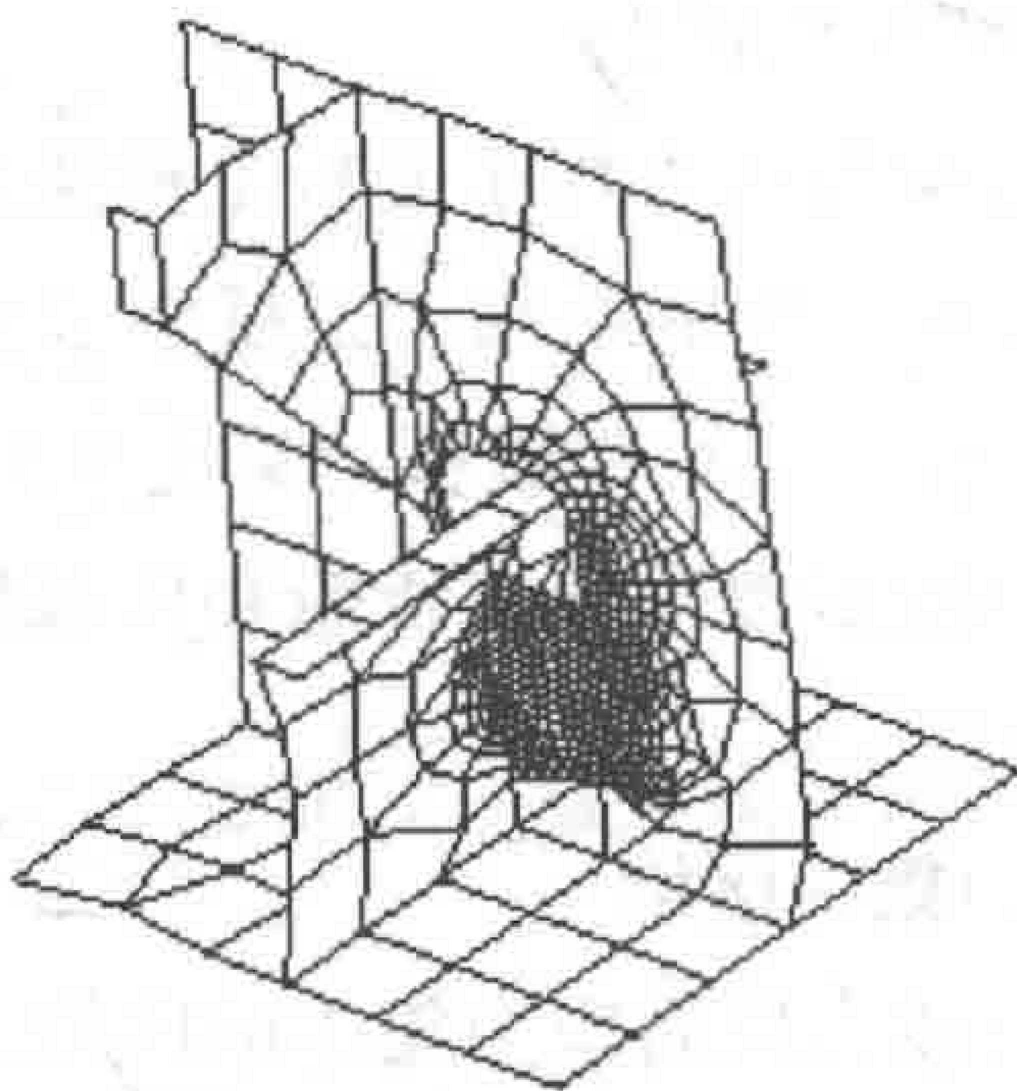


图 9.4　应力集中模型

9.3.2　边界条件 Boundary Conditions

定义边界条件是有限元法分析最重要的步骤之一。对于局部分析模型而言，

周围结构施加的边界条件应基于整体模型计算所得到的变形或作用力。

对于整体模型，边界条件的唯一目的是限制刚体运动。模型两端（及角）固定为 6 自由度（DOF）应该就足够了。总加载必须平衡，这样边界处的反作用力可趋近于零。

建模时，船舶结构的模型长度应足以使分析区域以外的边界条件影响降到最低。ABS（2002）要求油船、散货船和集装箱船的模型必须包含三个货舱，LR"直接计算 - 指南"（1996）则要求散货船的模型必须包含两个货舱。所有连续纵向单元均应予以限制，使其在船体梁弯曲的情况下能够保持平面状态。如果计算得到的变形或作用力无法用于模型的自由端，则应限制单元关于垂直轴转动。有限元模型的两端均需采用对称条件。如果关于模型的中心线或端部对称，则应限制对称平面内关于两个轴的转动。模型由分布式弹簧和横向舱壁相交处的纵向舱壁提供垂直支撑。

9.3.3　单元类型
Type of Elements

所选择的单元类型应能准确描述结构内的变形和应力分布。传统的框架分析通常会使用梁模型，梁模型在模型简易性及计算效率方面存在着显著的优势。但使用功能强大的计算机后，计算效率便不再是问题，并且可以采用更为完善而精确的单元类型。

ISSC, Zillottto 等（1991）在研究中将 9 种不同的有限元模型应用于不同的梁、桁架、杆、膜、面及壳单元组合，研究结果具有相当大的离散性。其结论是：对于所有不同类型的结构和船舶，均应使用细网格有限元模型对横框架中所有单元的变形与应力水平进行详细分析。

LR（1996）在"直接计算 - 指南"中建议，所有列板区域均应使用壳单元建模，次要加强筋使用线单元（杆单元），双底梁和底板使用超过这些构件深度的三个或更多板单元，舷侧外板可使用板单元或杆单元。

一般而言，如果结构没有受到侧向弯曲作用，则可以使用膜和杆单元。否则就应使用同时具有抗弯性和抗膜阻力的板单元和梁单元。单元类型的选择取决于许多方面，例如结构类型、加载方法、分析类型、产生的结果以及预期精度等，当然工程判断也是无可替代的。

9.3.4 后处理
Post-Processing

设计是一个复杂的迭代过程。在此过程中，建立和求解有限元模型仅仅是第一步。更重要的步骤是设计人员利用其知识和判断对结果进行分析，如若需要则应重新设计或加强结构。

首先，工程师必须确保有限元程序计算的结果是合理的，并且模型和加载方法均正确。这些可以通过绘制应力等值线图、变形、反应与施加载荷平衡图以及作用力与力矩图等方法检验。下一步是检查结构强度是否符合相关设计标准的要求。载荷组合和应力组合并不总是显而易见的。建立模型和求解模型时通常需要在一定程度上进行假定。设计人员必须牢记这一点并熟悉所用的有限元程序，以便解释所采用的假定，评估计算结果，并且在必要时对结果进行修正。

1）屈服检验

屈服检验确保每一个构件的应力水平均低于许用应力。许用应力定义为材料的屈服极限除以安全系数。将通过不同模型计算得到的应力结合起来可推导出等效 von Mises 应力，并可根据屈服准则对其予以评估。需评估的构件应力包括轴向应力、弯曲应力、x 方向的法向应力，y 方向的法向应力以及剪应力等。整体和局部应力组合应考虑到实际应力分布和阶段。如果阶段信息有限或不确定，每个构件的最大设计值可结合最不利情况予以考虑。应力组合应虑及有限元分析中简化假定可能导致的载荷偏差。

2）屈曲检验

受到压缩载荷作用的构件通常在达到屈服极限之前会发生屈曲，因而需对各种屈曲模式进行评估。得到认可的模式屈曲通常有 4 种，见 8.3.5 和 8.3.6 节：

●模式 1：加强筋与纵梁之间板格的简单屈曲；

●模式 2：独立加强筋沿着列板有效宽度的弯曲屈曲，类似于简单柱；

●模式 3：侧向扭转屈曲或扭转屈曲模式。扭转状态下加强筋的强度较低，其失效可能由扭转引起，原因是加强筋与板之间的连接无法侧向移动；

●模式 4：整体板架屈曲。

更多信息可参见本书第 2 篇。为确保屈曲检验规范包含了直接作用于加强筋且由载荷所产生的局部弯曲应力，承载力检验应明确包含侧向压力及有限元分析计算得到的膜应力。屈曲载荷组合的相关检验需包括在板两侧相关侧向压力作用

下的承载力评估。整体模型与局部模型计算得到的压缩应力需进行叠加。设计上每个构件必须能够承载最大组合屈曲荷载，其中的关键载荷工况和波浪相位可能会有别于屈服检验的工况和相位。

9.4 疲劳损伤评估
Fatigue Damage Evaluation

1. 概述

高动态应力区域的焊接接头（构件）的疲劳强度需要进行评估，以确保结构完整性并优化检验工作。疲劳强度分析应基于加载、材料性能和缺陷特征等的综合影响。在整体船材尺寸设计阶段，可出于筛选目的而对船体梁构件的疲劳强度

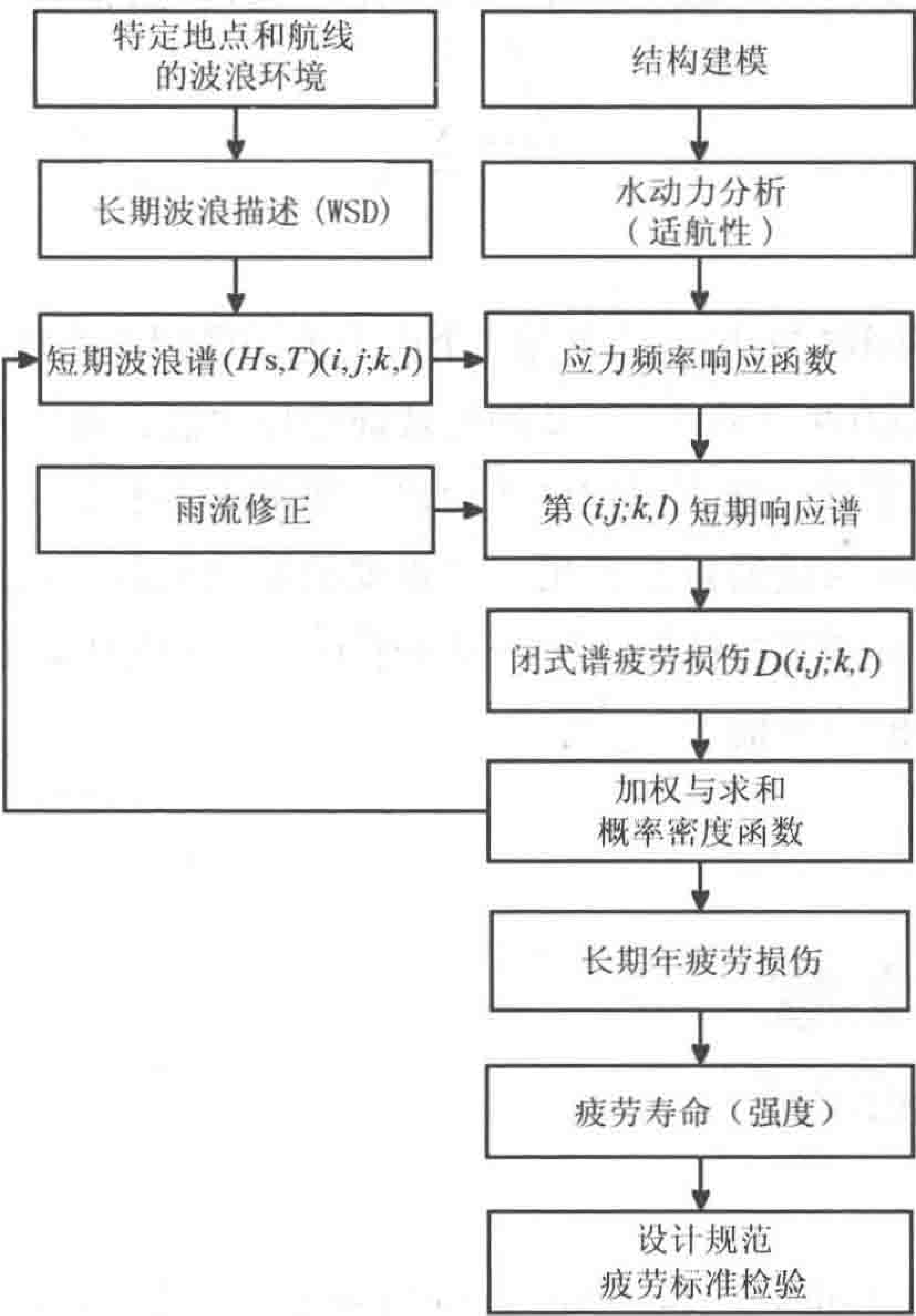


图 9.5　谱疲劳分析程序 (Zhao, Bai & Shin, 2001)

予以检验。在最终设计阶段，需对结构缺口、剪切件、支架焊趾和出现突然变化的构件段进行分析。

在基于 *S–N* 曲线的疲劳分析中，常用的应力类型包括标称应力、热点应力和缺口应力。这些应力均有其特定的适用条件。虽然例子中仅使用了标称应力，但分析方法并不限于某一种应力类型。基于 *S–N* 曲线的谱疲劳分析（SFA）和 Palmgren–Miner 累积损伤假设已被广泛应用于海洋结构的疲劳损伤评估，参见本书第三篇。图 9.5 为谱疲劳评估程序。

2. 疲劳检验

疲劳分析仅涉及循环载荷，因而应从总设计载荷中扣除静态载荷。疲劳分析中的环境载荷可能与屈服和屈曲分析中的环境载荷不同。可以采用随机疲劳分析或简化疲劳分析。当采用简化疲劳分析时，先令重现期等于设计寿命并计算与重现期对应的应力范围，然后基于 *S–N* 曲线计算出疲劳寿命。如果采用随机疲劳分析，则可通过有限元分析计算波浪散布图中与各海况对应的应力范围，然后通过 *S–N* 曲线得到各应力范围的疲劳寿命。可利用 Miner–Palmgren 假设计算累积疲劳损伤：

$$D=\sum_i \frac{n_i}{N_i} \tag{9.1}$$

式中：

n_i 为应力范围$\Delta\sigma_i$与$\Delta\sigma_{i+1}$之间第 i 个应力范围区间的循环次数；

N_i 为应力范围$(\Delta\sigma_i+\Delta\sigma_{i+1})/2$ 的失效前循环次数，可从 *S–N* 曲线中得到；

D 为容许累积损伤，随不同构件而变化，通常应小于 1 。

Miner–Palmgren 假设通常会使用一个重要的安全系数，根据结构类型、构件强度重要性以及检查的可行性等，D 一般小于 0.1、0.3 或 0.6。更多关于疲劳评估的信息可参见本书的第 3 篇。

9.5 参考文献 References

[1] ABS (2002), Rules for Building and Classing Steel Vessels, American Bureau of Shipping.

[2] Liu, D, Spencer, J, Itoh, T, Kawachi, S and Shigematsu, K (1992), Dynamic Load Approach in Tanker Design, SNAME Transactions, Vol. 100.

[3] Lloyd's Register (1996), Structural Design Assessment Procedure, Direct Calculation–Guidance Notes.

[4] Ziliotto, F. et al. (1991), Comparison of Different Finite Element Analysis of Transverse Frame of a 350,000 TDW Tanker, Marine Structures, Vol. 4, No. 3.

[5] Zhao, CT, Bai, Y and Shin Y. (2001), Extreme Response and Fatigue Damages for FPSO Structural Analysis, Proc. of ISOPE'2001

第 10 章　海洋岩土工程

Offshore Soil Geotechnics

10.1 简介
Introduction

世界对能源和油气的持续需求使海洋开发从近岸大陆架转移至深海。管道和深水基础结构的空间分布特性使地球物理工具得到了大规模应用，以便定义和评估相关岩土和地质危险（McCarron, 2011）。深水基础结构由管汇和油井集成网络构成（见图 10.1），这些设施都需要基础支撑。深水岩土工程对海洋工程师的设计提出了挑战，包括：

（1）确定远处的土壤特征。

（2）移动式基础结构。

（3）改变土壤特性。

（4）基于疲劳的设计。

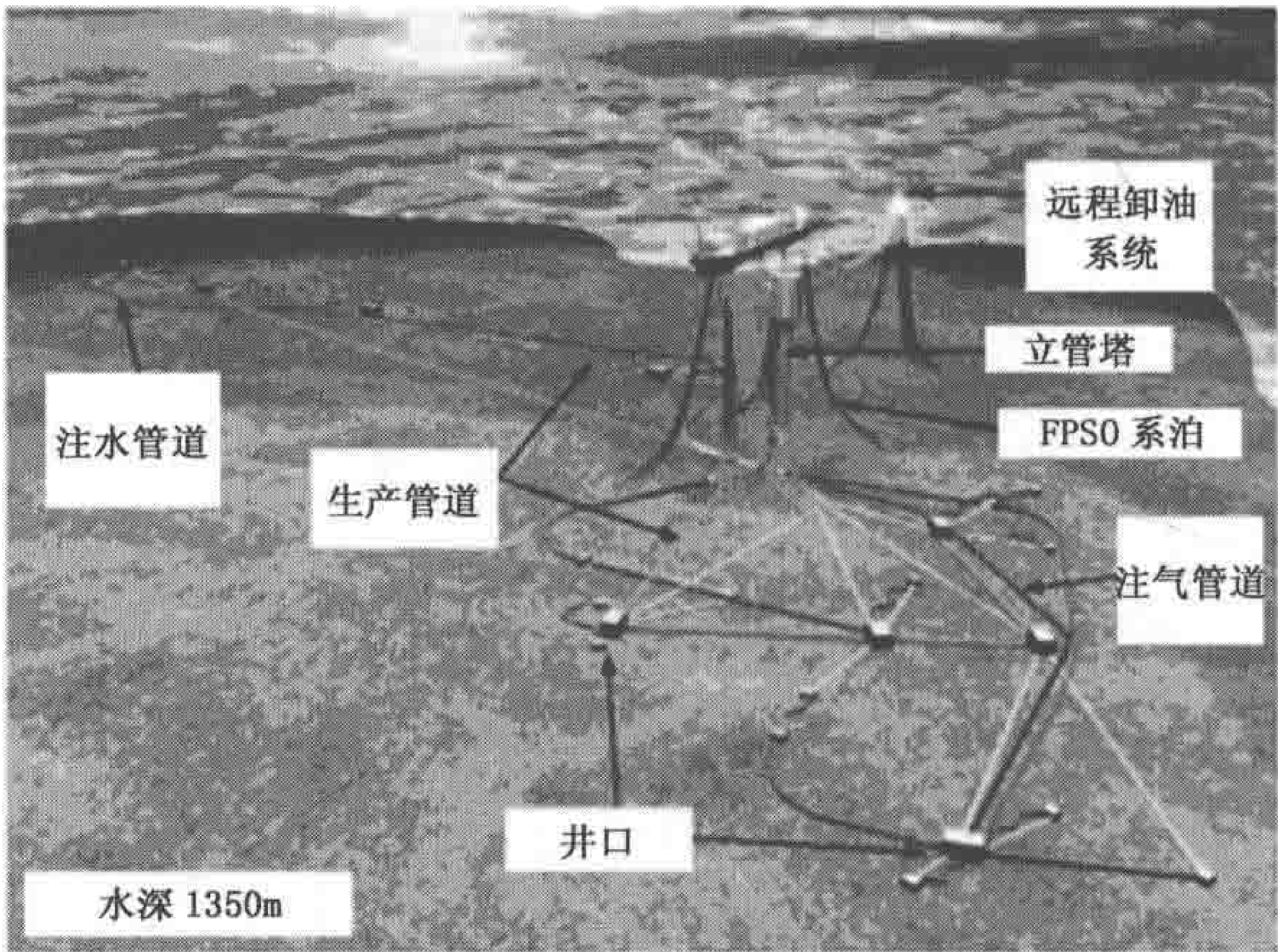


图 10.1 Greater Plutonio 项目的油田内布置样例，安哥拉近海（Jayson 等，2008）

海底土壤研究包括海底勘查、定位和土壤勘查，是海底油田开发的主要活动之一。本章提供了关于海底土壤问题的最低功能和技术要求，这些指南可以作为通用参考，协助海底工程师进行决策。

作为有计划开发油田的一部分，需根据勘查结果进行油田开发，包括地球物理和岩土详细勘查和土壤勘查。勘查旨在为选择海底油田区和出油管施工确定潜在

的人为危险、自然危险和工程限制，评估对生物群落的潜在影响并确定海床和浅地层条件。

10.2　海底土壤勘查 Seabed Soil Exploration

海底土壤勘查由岩土工程师或工程地质学家进行，以获取海底油田开发区域附近的岩土物理特性信息，用于拟建海底结构的基础设计。土壤勘查一般包括油田开发区域的海底表面勘查和地下勘查。有时需采用地球物理方法获取油田开发区域的相关数据。地下勘查通常涉及土壤采样和土壤样本的实验室试验。海底表面勘查包括地质填图、地球物理方法和照相测量，也可简化为由专业潜水员观察现场附近的物理条件。

为了获取地下土壤条件信息，必须进行地下勘查。观察地下土壤、获取样本以及确定岩土物理特性的方法包括探井、开沟（尤其是定位断层和滑动面）、钻孔和现场试验。

10.2.1　海洋土壤勘查的设备要求 Equipment Requirements for Marine Soil Exploration

1. 概述

土壤勘查的一般要求如下：

（1）在海床上钻 120m 或更深的孔，进行取样和试验。

（2）进行相关海床现场试验，例如根据土壤条件进行最大深度为 10m 的圆锥贯入试验。

（3）在对沉积物扰动最小的情况下进行实际取样和后续处理。应根据实际沉积物条件和沉积物数据的使用要求选择取样器和取样管，因而需要不同的设备。

（4）在设计上，所有设备均可进行电子数据传输并能承受油田区域的预计水压。

（5）设备使用经验以及测量数据的解读方法和程序应记录并加以利用，以

便对沉积物参数进行评估。

取样及试验设备的详细说明如下：

（1）所有取样和试验设备的尺寸及空气中和水中的重量。

（2）在舷侧、船尾或者可能的话通过月池操纵海底设备。

（3）所需起重机或A型吊架的起吊力和起重臂长度。

（4）起重机或A型吊架起吊力、水深、沉积物类型以及贯入深度等的限制。

（5）孔压圆锥贯入试验前的零位调整。

（6）试验过程中，在每次试验前后均需记录所有传感器的零读数。

试验开始前所有圆锥都应具有校准证书，需提供足够的备用已校准锥尖，确保完成工作。

2. 海床岩芯取样设备

岩芯取样设备应采用得到认可的类型，并在类似工作中有着良好的使用记录。海床岩芯取样器的取样管顶部有一个止回阀，防止进水及样本在取回海面的过程中被海水冲出。贯入深度和钻芯采取率均需测量和记录。

岩芯取样器的主要操作要求如下：

（1）岩芯取样器应能在海床上作业。

（2）采用应答器对水中的岩芯取样器进行不间断监控。

3. 孔压圆锥贯入试验

孔压圆锥贯入试验的主要操作要求如下。

（1）孔压圆锥贯入试验的设备应能在海床上作业。

（2）所有圆锥均为电子型，贯入过程中持续记录锥尖阻力、套管摩擦力和孔隙水压随深度变化的情况。

（3）采用应答器对水中的孔压圆锥贯入设备进行不间断监控。

（4）取决于土壤条件，典型的贯入深度为海床下5m。

（5）孔压圆锥贯入试验过程中，在将杆压入土壤前，需从海床上方1m处开始记录以下数据：水压、贯入探头的阻力、侧向阻力以及孔隙压力。

（6）合理定位贯入度仪，确保压入路径完全垂直。

典型孔压圆锥贯入试验如图10.2所示。

4. 钻井平台

典型的自升式钻井平台如图10.3所示。钻井平台应能提供所有钻柱部件：钻杆、钻头、转换接头等。能够对钻井平台上的钻柱进行升沉补偿是非常重要的，这样在钻孔及孔底取样和试验时可以尽量减少钻头的移动。

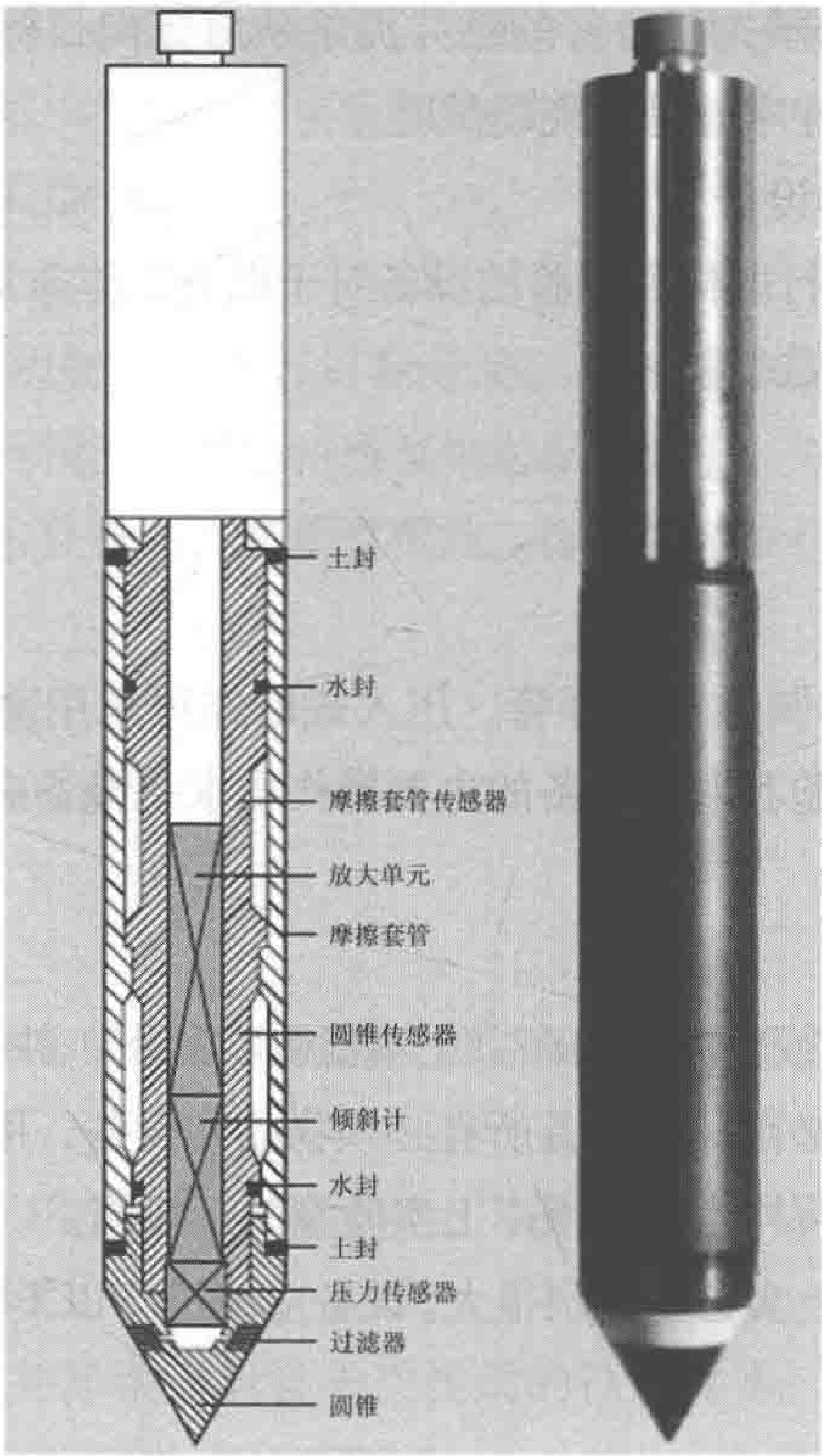


图 10.2　孔压圆锥贯入试验设备[3]



图 10.3　自升式钻井平台

应采用旋转技术和预先制备好的钻井泥浆从海床向目标深度进行钻孔。钻孔的目的是获取高质量的样本并进行现场试验。

5. 孔底试验和取样设备

通过钻柱在孔底进行取样和试验的设备对于勘查工作非常重要：

（1）孔压圆锥贯入试验。

（2）压入式取样。

（3）活塞式取样。

（4）锤击式取样。

应准备足够数量的圆锥和取样管。压入式取样可采用薄壁或厚壁取样管，取决于土壤条件。孔底试验和取样设备的主要操作要求是设备应能在最大相关水深和钻孔深度处使用。

6. 实验室设备

船舶上应准备房间或空间作为海上土壤检测实验室，并为全天 24 小时工作配备足够的设备和人员。必须仔细准备所有必须物品和设备，用于切割衬垫及对样本进行密封和上蜡，包括将样本运送至岸上实验室的运输箱。

根据项目性质，海上实验室差别很大。设备应能进行以下标准实验室检测工作：

（1）样本挤出。

（2）样本描述。

（3）容积密度。

（4）比重。

（5）含水量。

（6）黏性沉积物的抗剪强度。

10.2.2 海底勘查的检测要求 Detection Requirements for Seabed Exploration

1. 船上实验室检测

钻芯被切割成长度不超过 1m 的分段，切割和其他操作应避免扰动钻芯。采用以下设备对 1m 样本的两端进行试验：

（1）袖珍贯入仪。

（2）剪切仪。

（3）小型电动十字板。

对由 Ponar 或 Van Veen 抓斗式取样器获取的沉积物样本进行描述、打包和密封，并与钻芯一起装运。用小型电动十字板在钻芯中心附近取一个方形样本区域进行检测，这个位置的土壤未受扰动。

2. 钻芯处理

密封前，需对沉积物类型进行目视分类。通过袖珍贯入仪和十字板剪切试验对每段钻芯的两端进行检测。然后将所有钻芯贴上标签，对取样管进行切割以尽量节约空间，密封以防水分流失，并垂直存放。标签需至少包含以下信息：

（1）公司。

（2）项目名称。

（3）钻芯位置参考数。

（4）日期。

（5）水深。

（6）清楚标明钻芯的顶部和底部（例如使用不同颜色的封盖或在钻芯上标记“顶部”和“底部”）。

（7）用于标明正确放置方向的“向上”标记。

3. 岸上实验室测试

对于在现场获取并尽快密封且未受扰动的钻芯样本，根据土壤类型和位置，如若可行应该在岩土实验室进行以下测试：

（1）样本描述。

（2）过筛分析。

（3）不固结不排水（UU）试验和三轴试验（黏性土壤）。

（4）小型十字板试验（黏性土壤）。

（5）分类试验（阿氏稠度极限、含水量和浸没单位重量）。

（6）碳含量。

（7）铁含量。

（8）热性能。

（9）有机物含量。

（10）液体比重计。

岸上实验室测试计划应在实施前得到批准。

4. 近岸岩土勘查

在近岸地区进行岩土勘查需使用自升式钻井平台，或者能够在水深 2~20m 处进行钻孔作业的锚泊驳船。可采用前面章节介绍的检验、完整性、安全性和有效工

作的一般要求。此外，还应确保可接受的卫生和膳食条件，减少对近岸地区的环境影响。

为了支持岩土钻孔作业，所有小型船只的作业均需符合以下要求：

（1）小型船只应配备备用燃油、基本工具、重要发动机备件、雷达反射器、便携式无线电、移动电话、饮用水、急救包以及遇险信号或火焰信号（安全放置在防水容器中）。

（2）小型船只只能由船员或其他接受过小型船只操作专门培训的人员驾驶。

10.3 深水基础 Foundation

10.3.1 系泊基础 Mooring Foundation

随着海上应用进入深水地区，浮式钻井和生产船系泊系统的类型也在不断发展。系泊基础的类型如表 10.1 所示（McCarron, 2011）。

表 10.1 系泊基础

系泊应用 基础类型	基础加载条件			
	垂直压缩	垂直拉伸	水平压缩	斜侧拉伸
吸力式沉箱	是	是	是	是
沉桩	是	是	是	是
垂直承载平板锚	否	是	是	是
埋入式拖锚	否	有些	是	是
吸力埋入式平板锚	否	是	是	是
动力贯入锚	否	有些	是	是

10.3.2 吸力式沉箱 Suction Caisson

吸力式沉箱是深水系泊使用最为广泛的一种锚。如图10.4所示，典型吸力式沉箱为钢质圆柱壳体，带有顶板以及各种能使水泵入或泵出壳体的装置。底部敞开，泥土可以进入沉箱内部。

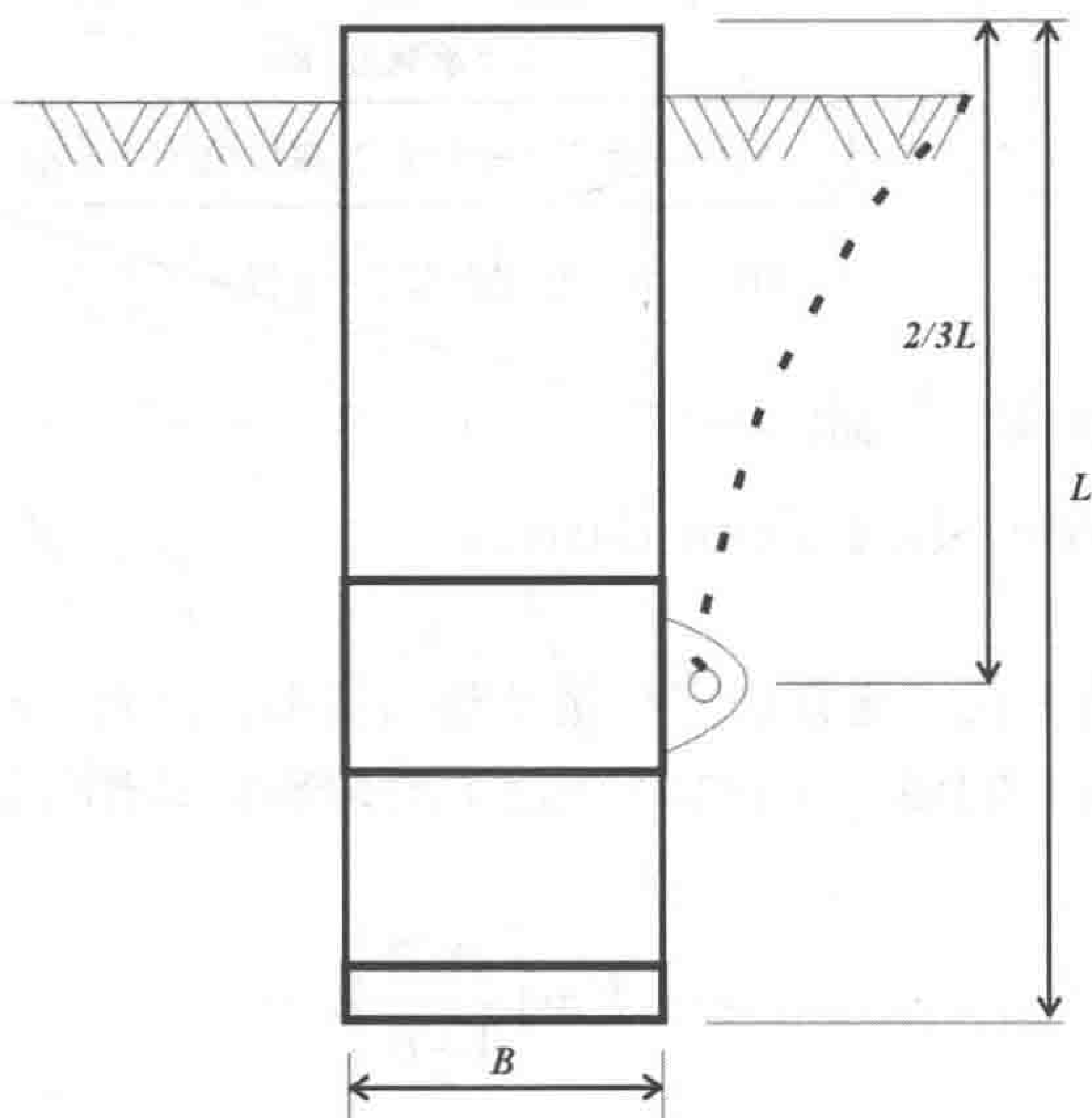


图10.4 典型吸力式沉箱的形状（根据McCarron，2011）

吸力式沉箱的垂直抓力为沉箱外表面的表面摩擦阻力与整个底部的端部承载力之和。黏土中吸力式沉箱的垂直抓力为

$$Q_{\tau}=\pi DLS_{u}\alpha+N_{c}S_{u}\frac{\pi D^{2}}{4} \tag{10.1}$$

式中：

D为吸力式沉箱的直径；L为吸力式沉箱的长度；S_u为沉箱埋入深度的平均DSS抗剪强度；α为表面摩擦力与不排水抗剪强度之比；N_c为承载力系数。

预测抓力的分析方法应考虑侧向阻力和垂直阻力的耦合效应（Aubeny和Murff, 2005）。如图10.5所示，在斜载荷作用下，吸力式沉箱的垂直和侧向载荷分量可能

会小于纯垂直和水平失效载荷。

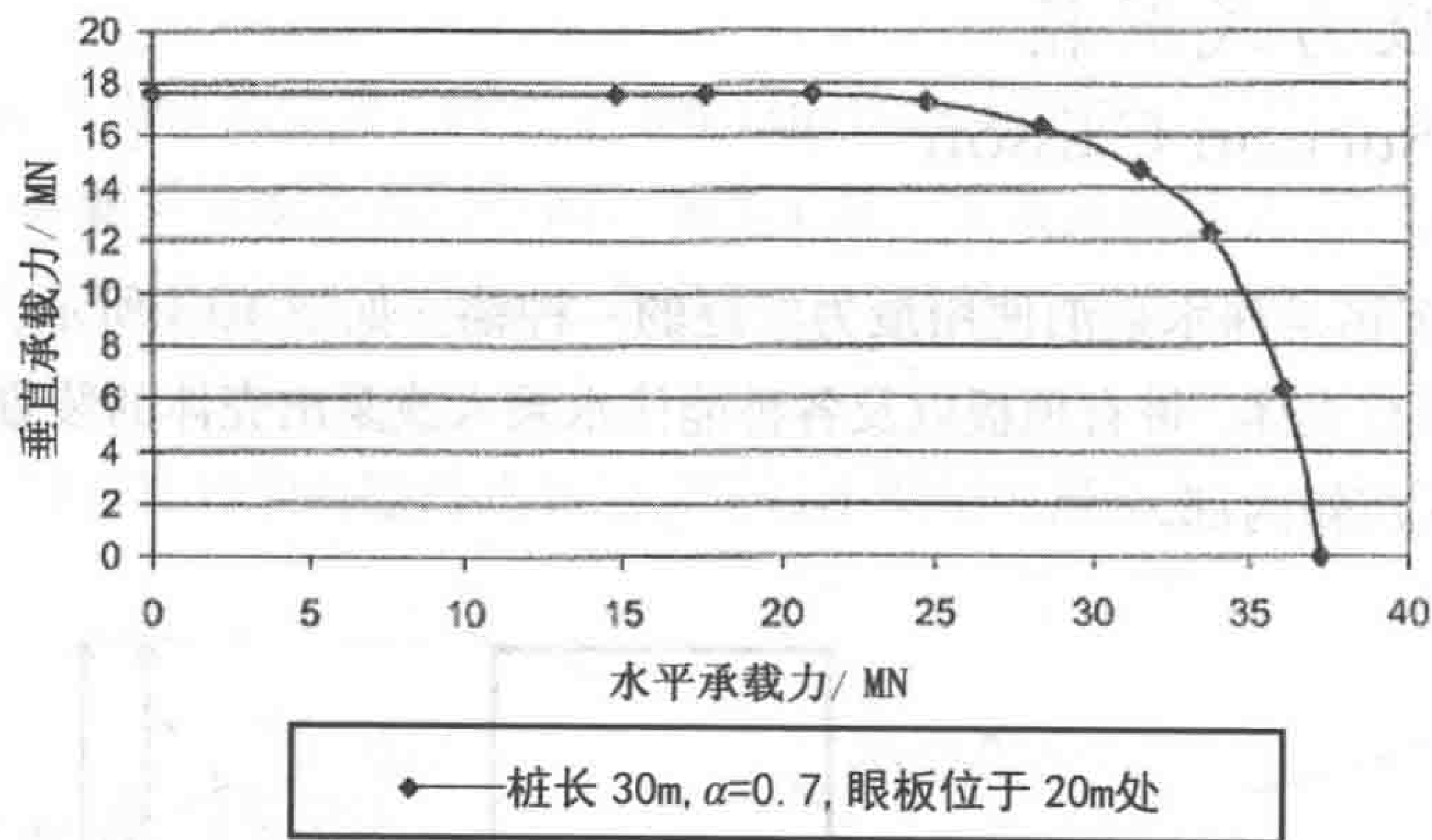


图 10.5　吸力式沉箱的加载相互作用

10.3.3　桩靴基础
Pile Shoe Foundation

为了分析方便，通常假定桩靴基础为圆形，具有合适的等效直径（Martin, 1994）。Poulos 和 Davis （1974）提出了均匀弹性半空间表面上刚性桩靴的挠度计算方法：

$$V=\left[\frac{4GR}{1-\upsilon}\right]z \tag{10.2}$$

$$H=\left[\frac{32GR(1-\upsilon)}{7-8\upsilon}\right]h \tag{10.3}$$

$$M=\left[\frac{8GR^3}{3(1-\upsilon)}\right]\theta \tag{10.4}$$

式中：

G 和υ分别为弹性剪切模量和土壤的泊松比；R 为桩靴的等效半径。

1. 中心垂直加载

Skempton （1951）提出了用于预测自升式钻井平台桩靴在黏土中贯入度的经验公式：

$$Q/A=6S_u(1+0.2D/2R)+\gamma D \tag{10.5}$$

对于部分贯入的桩靴，$R=R_{equvi}$，A 为桩靴与土壤接触的面积。

对于不排水黏土中处于纯垂直加载作用下的正方形桩靴，Brinch Hansen（1970）提出了下式：

$$Q/A=(\pi+2)S_u(1.2+0.4D/B)+\gamma D,\quad D/B\leqslant 1 \tag{10.6}$$

$$Q/A=(\pi+2)S_u\left(1.2+0.4\tan^{-1}(D/B)\right)+\gamma D,\quad D/B>1 \tag{10.7}$$

对于黏土中的正方形桩靴，Vesic （1975) 给出的公式为

$$Q/A=(\pi+2)S_u\left(1+\frac{1}{\pi+2}\right)(1+0.4D/B)+\gamma D,\quad D/B\leqslant 1 \tag{10.8}$$

$$Q/A=(\pi+2)S_u\left(1+\frac{1}{\pi+2}\right)\left(1.2+0.4\tan^{-1}(D/B)\right)+\gamma D,\quad D/B>1 \tag{10.9}$$

2. 组合加载：垂直载荷和水平载荷

对于黏土中的粗糙条形桩靴，Bolton （2013）提出了精确承载力理论，最大载荷可计算为

$$H_0=AS_u=\left(\frac{1}{\pi+2}\right)\cdot V_0 \tag{10.10}$$

如果 $V/V_0\leqslant 0.5$，则在此载荷作用下桩靴会发生滑动失效。对于较大的垂直载荷，组合失效包络线为

$$\frac{V}{V_0}=\frac{\pi+1+\sqrt{1-(H/H_0)^2}-\sin^{-1}(H/H_0)}{\pi+2} \tag{10.11}$$

Meyerhof（1963）对正方形和条形桩靴进行了斜加载试验，发现垂直承载力随着倾斜角 α 的增加而降低。Meyerhof（1987）随后在表达式中引入了倾斜系数：

$$\frac{V}{V_0}=\left(1-\frac{\alpha^\circ}{90^\circ}\right)^2\qquad \alpha\leqslant\alpha_s=\tan^{-1}(H_0/V) \tag{10.12}$$

如果倾斜较大，可假定桩靴在最大水平载荷作用下发生滑动失效。

3. 组合加载：垂直、水平和力矩载荷

可假定垂直和水平组合载荷所产生的斜载荷作用于折减基础面积的中心，折减基础面积由偏心距 $e=M/V$ 确定。对于黏土中表面为圆形的桩靴，Brinch Hansen（1970）提出了以下 $V{:}H{:}M$ 失效包络线：

$$\frac{V}{V_0}=\frac{1+0.2B'/L'-0.5\left(1-\sqrt{1-H/A'S_u}\right)(1+0.4B'/L')}{1.2}\cdot\frac{A'}{A},\quad H\leqslant A'S_u \tag{10.13}$$

式中：

$V_0=1.2(\pi+2)AS_u$，$A=\pi R^2$，而 A',B' 和 L' 为偏心距的函数，可定义为

$$A'=B'L'=\pi R^2-2e\sqrt{R^2-e^2}-2R^2\sin^{-1}(e/R) \tag{10.14}$$

$$L'/B'=\sqrt{\frac{R+e}{R-e}} \tag{10.15}$$

Vesic （1975）提出了失效模型：

$$\frac{V}{V_0}=\left(1-\frac{\left(\dfrac{2+B'/L'}{1+B'/L'}\right)H}{(\pi+2)A'S_u}\right)\left(\frac{\pi+2+B'/L'}{\pi+3}\right)\cdot\frac{A'}{A},\quad H\leqslant A'S_u \tag{10.16}$$

10.3.4 管桩

Pile

海上桩基础的设计实践已经较为成熟。对于轴向加载和侧向加载，桩的设计问题通常可以视为非耦合问题。本节将分别介绍轴向承载力和侧向承载力。

1. **轴向承载力**

计算压缩状态下轴向极限承载力的传统方法是将端部承载力 Q_P 与轴向阻力相加（McCarron, 2011）。对桩的整个表面积计算每层贯入黏土单位表面摩擦力 f 的积分可得到轴向阻力，而对桩的整个端部面积计算单位端部承载力 Q 的积分可得到 Q_P。因而桩的总轴向承载力为

$$Q_t=\pi D\int_0^L f(z)\mathrm{d}z+\pi D^2 q/4 \tag{10.17}$$

式中：

D 为桩的直径；

$f(z)$ 为单位表面摩擦力，为深度的函数；

q 为单位端部承载力。

使用最广泛的单位表面摩擦力计算方法可参见 API （2000）设计指南。摩擦力与 α、抗剪强度的利用比例以及强度比 (S_u/σ_v') 相关。RP2A 采用了简化方法来计算摩擦力：

$$f=\alpha S_u \tag{10.18}$$

式中：

α 为无量纲系数；

S_u 为所考虑位置黏土的不排水抗剪强度。

系数可计算为

$$\alpha = 0.5\psi^{-0.5} \quad 若 \quad \psi \leqslant 1.0 \tag{10.19}$$

$$\alpha = 0.5\psi^{-0.25} \quad 若 \quad \psi > 1.0 \tag{10.20}$$

式中：

$\psi = S_u / \sigma_v'$；

σ_v' 为所考虑位置的有效超载压力。

黏土中单位端部承载力 Q_q 通常基于下式计算：

$$Q_q = N_c S_u \tag{10.21}$$

式中：

N_c 为承载力系数，一般假定为 9.0。

计算沙中轴向阻力 Q_f 和承载力 Q_p 的最常用方法可参见 API/ISO 指南（API 2 000）。单位表面摩擦力 f 可计算为

$$f = k\sigma_v' \quad \tan\delta \leqslant f_{max} \tag{10.22}$$

式中：

k 为无量纲土压力系数；δ 为桩壁和土壤的摩擦角度；f_{max} 为单位表面摩擦力的极限值。

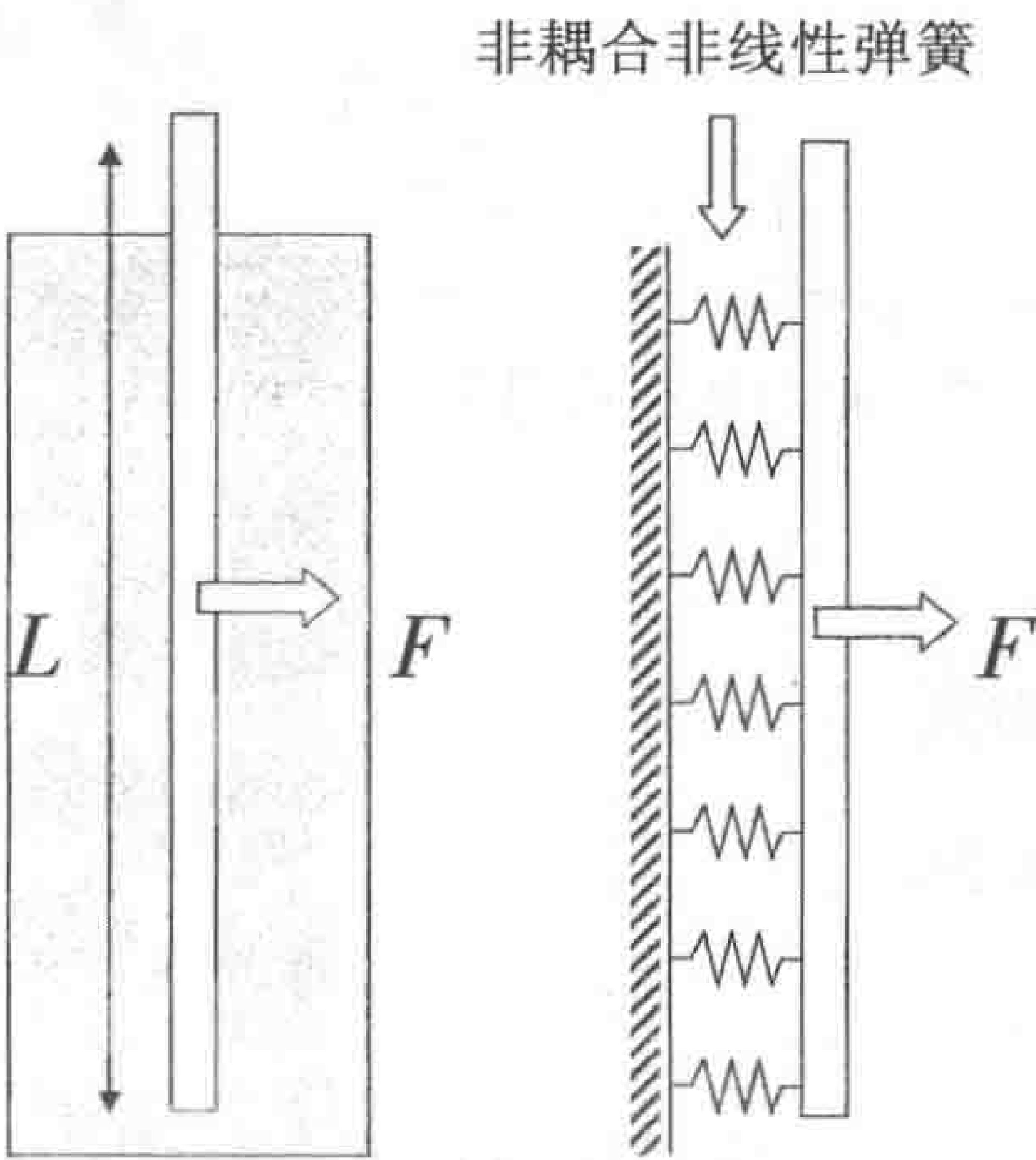


图 10.6　理想化桩 - 土相互作用

2. 侧向承载力

对于传统设计而言，桩－土相互作用如图 10.6 所示。桩作为线弹性梁柱建模，土壤则作为连续、非耦合、不均匀、非线性土壤弹簧进行建模。弹簧特性需基于土壤试验数据。

桩土系统的基本控制公式类似于弹性基础上梁的公式：

$$EI=\frac{d^4y}{dx^4}+k(x,y)y=0 \tag{10.23}$$

式中：

EI 为桩的抗弯刚度；

x 为沿桩长方向的距离；

y 为侧向位移；k 为土壤弹簧的刚度，为 x 和 y 的非线性函数。

对于一些不同边界条件的简单情况，可以得到精确解。侧向加载作用下桩的失效模式如图 10.7 所示。

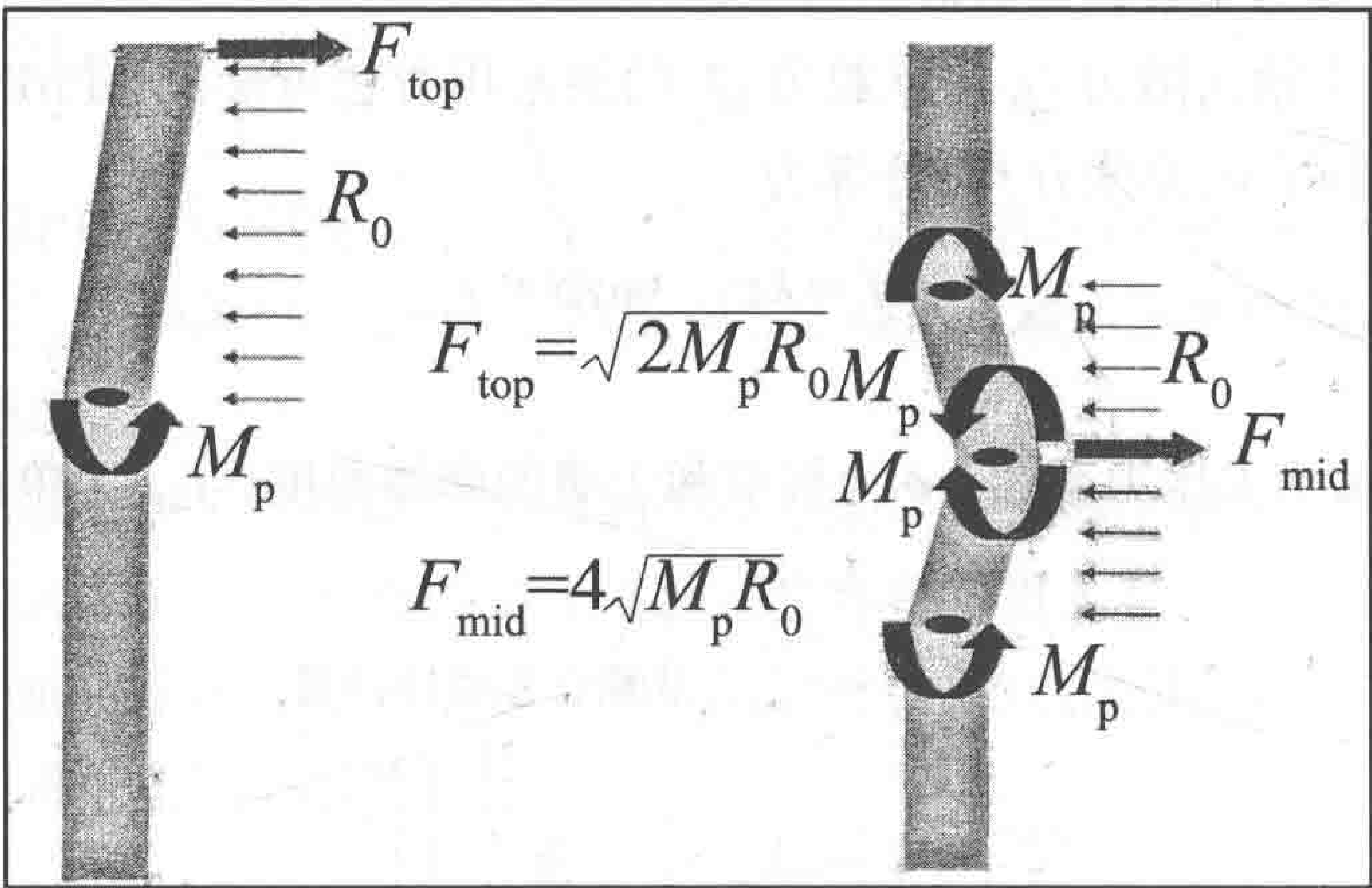


图 10.7　侧向加载作用下桩的失效模式

10.4　参考文献
References

[1] McCarron, William O. (2011), ed. Deepwater foundations and pipeline

geomechanics. J. Ross Publishing.

[2] Jayson, D., Delaporte, P., Alber,t J.-P., Prevost, M.E., Bruton, D., Sinclair, F. (2008), Greater Plutonio project—subsea flowline design and performance. In: Proceedings of the Conference on Offshore Pipeline Technology, OPT, Amsterdam.

[3] Fugro Engineers BV. Specification of piezo-cone penetrometer. Available at:www. fugrosingapore.com.sg.

[4] Martin, Christopher Michael (1994), Physical and numerical modelling of offshore foundations under combined loads. University of Oxford.

[5] HG, Poulos, and Edward Hughesdon Davis (1974). Elastic solutions for soil and rock mechnics. John Wiley.

[6] Skempton, A. W. (1951), "The bearing capacity of clays." : 180.

[7] Hansen, J. Brinch (1951), A revised and extended formula for bearing capacity.

[8] Vesic, Aleksandar S. (1975), Bearing capacity of shallow foundations, Foundation engineering hand book 5, no. 4: 121-147.

[9] Bolton, Malcolm D (2013). A guide to soil mechanics. Universities Press.

[10] Meyerof, G. G. (1963), Some recent research on the bearing capacity of foundations. Canadian Geotech. J. 1, 77-87.

[11] George G.Meyerhof and Tatsuya Koumoto(1987). "Inclination Factors for Bearing Capacity of Shallow Footings." J.Geotech.Engrg.,113(9),1013-1018.

[12] McCarron, W. O. (Ed.). (2011). Deepwater foundations and pipeline geomechanics. J. Ross Publishing.

[13] Aubeny, C. P., Kim, B. M., & Murff, J. D. (2005). Proposed upper bound analysis for drag embedment anchors. In Proc. Int. Symp. on Frontiers in Offshore Geotechnics, ISFOG (pp. 179-184).

第 11 章　离岸结构分析

Offshore Structural Analysis

11.1 简介 Introduction

11.1.1 概述 General

本章介绍在初始设计及后续结构设计过程中设计人员应该注意的主要问题。在本章中，“结构”一词涵盖了从浮式船形平台到坐底式平台的所有海洋平台类型，重点是船形结构，但也虑及柱支撑结构（例如半潜式平台、张力腿平台（TLP）、SPAR 平台以及系泊浮筒等）和坐底式离岸钢结构，例如固定式钢导管架。

英国卫生与安全管理局完成了一项北海离岸结构研究，估计约 10~15% 的失效都与初始设计阶段或后续设计改进中的设计不当相关。设计不当包括对作业考虑不周、未能评估所有构件及设计公式使用不正确等。

设计过程中，设计人员主要关注生命、结构和环境风险以及项目的经济性。因而为了在不过于保守的情况下尽量将这些风险降到最低，相关设计规范和标准必须使用合适的安全系数。

本章的重点是采用有限元分析的设计过程。本章对需要使用的海洋结构设计公式进行了标注，因而不再详细列出，本书第二篇和第三篇介绍了这些公式及其背景信息。

11.1.2 设计规范 Design Codes

设计人员需了解许多规则、法规、标准和规范，这些文件说明了结构系统的总体理念和构件的详细设计，其制定者和发布者是：

- 国家政府；
- 认证机构；

●技术标准委员会；

●公司、大学或独立专业机构。

这些规范所用的不同设计方法的详细说明可参见与载荷和安全系数相关的章节，设计方法包括载荷抗力系数设计法、许用应力设计法和基于试验或观测进行设计。

11.1.3 政府要求 Government Requirements

政府对使用其港口或领海制定了法定要求，海洋结构设计必须遵循这些要求。有些法律是国际通用的，特别是涉及船舶移动的法律，可以避免运输经过其他国家领海时出现问题。但大部分涉及设计、建造和运行海洋结构的国家法律都因国而异，只能反映本国的环境、健康和安全要求，以及专业知识和经验，包括以往发生过的重大事件和事故。

如以下机构发布的政府要求：

●挪威石油管理局（NPD）；

●英国卫生与安全管理局（HSE）；

●美国矿产管理局（MMS）。

这些政府要求都只是需要遵循的法律义务，而不是可采用的特定设计方法和标准。通常项目经理和客户代表需关注此类要求，以确保相关法律条款体现在设计基本原则中（参见12.2.2节）。

11.1.4 认证/船级管理机构 Certification/Classification Authorities

认证/船级管理机构（CA）通常独立于船舶设计人员、建造商、船东、运营商和保险公司。政府对于降低海洋事故的生命和环境风险日益关注，需要船级管理机构为政府的政策和立法提供其专业知识。

以下是一些著名的船级管理机构：

●美国船级社（ABS）；

●法国船级社（BV）；

●挪威船级社（DNV）；

●劳氏船级社（LR）；

●日本船级社（NK）。

船舶和海上移动式钻井平台（MODU）需在世界各地间航行，因而利用船级管理机构的服务可以避免向许多相关国家政府重复申请批准。就固定式（坐底支撑）结构而言，近年来船级管理机构的作用已经受到质疑，因为固定式结构在其使用寿命内通常位于一个国家领海的某个固定位置。

船级管理机构在整个设计阶段对结构进行独立的第三方评估，以确保其符合要求。评估包括审查设计报告和独立结构设计，特别是越来越多地使用计算机辅助有限元法。船级管理机构的选择取决于其办公室与结构设计、建造或作业地点的相对位置、相关结构类型的专业知识、客户推荐以及满足成本和预算要求的能力等。

船级管理机构发布的规范强调安全目标，优先考虑安全系数、失效级别和总体设计规范。因而所有设计工程师都应了解相关的船级管理机构规范以确保能够满足认证的要求。

11.1.5 规范和标准
Codes and Standards

规范和标准详细规定了结构应该如何设计、建造和作业。

规范和标准的区别在于规范需严格遵守，而标准则推荐应该遵循的做法。现在这种区别在很大程度上被忽略，例如欧洲钢铁设计规范已被列为国家标准。

世界各地的规范和标准繁多，但这些规范和标准的重要特点是均适用于国家和国际（有些情况下）范围。以下是部分海洋钢结构设计的规范和标准：

●ANSI/AWS D1.1，结构焊接规范；

●API RP 2A（工作应力设计或载荷抗力系数设计，固定式离岸平台的规划、设计和建造推荐规程）；

●Eurocode 3 （NS-ENV 1993 1-1 Eurocode 3）；

●离岸结构设计 ISO 规范；

●NORSOK 标准 N-004，钢结构设计；

●NS3472；

●BS5750。

可基于上述一种或几种规范对海洋钢结构进行设计或再评估。所用软件对于

设计小组的所有成员都是至关重要的，但就设计过程中使用有限元法而言，这些规范或标准均未对首选技术或推荐技术予以深入评估。

有些标准提供了用于确定钢部件应力的基本公式，例如 NS3472 和 BS5750。有些规范则针对特定海洋结构采用了相关基本公式及与设计极限状态对应的适当安全系数，如 NORSOK N-004 和 API RP 2A。NORSOK N-004 （NTS, 1998）提供了浮式和固定式海洋结构设计的最新规范，该规范基于 NS3472、Eurocode 3、石油公司的钢结构设计规范以及许多源自技术文件的先进方法。

API RP 2A （2001）作为离岸结构设计的基本规范已被广泛应用于设计和建造固定式平台。

API RP 2T （1987）主要用于张力腿平台，为设计标准、环境力、整体设计和分析、船体和甲板结构设计、筋腱系统设计、基础设计和分析、立管系统、设备设计、制造、安装和检查以及结构材料等提供了全面指南。

最近发布了适用于浮式生产系统的 API RP 2FPS （2001），为浮式生产系统（例如半潜式平台、SPAR 平台、浮式生产储卸装置）的设计和分析以及现有结构的改装/重新使用提供了较高层面的规范。规范定义了设计环境标准、偶然载荷、火灾和爆炸载荷并规定了设计载荷工况的设计要求、船体和甲板的结构设计、疲劳评估、重量控制、水密性和稳性、运输条件以及制造公差。API RP 2FPS（2001）还为定位和锚泊系统、井液和产液控制、输送系统和输出系统、设备、制造、安装、检查、材料、焊接、防腐以及风险管理提供了通用指南。

11.1.6 其他技术文件 Other Technical Documents

设计或再评估海洋钢结构时需参考专业文件，包括：

- 由设计人员或分包商根据特定专业知识或室内试验结果制定的公司规范和程序、有助于有限元、风险和可靠性分析的客户指南或其他工程工具；
- 深入涵盖特定设计领域并可公开获取的报告、会议记录或技术期刊；
- 关于钢材设计的书，可估算基本应力和应变。

设计基本原则中需标注出上述文件，设计人员如有需要可以查阅。

11.2 项目规划 Project Planning

11.2.1 概述 General

为了在估计成本和计划时间内进行良好设计，在设计过程的初始阶段进行充分规划至关重要。

规划过程的主要输入是“设计基本原则”，用于对标准和“设计概要”予以说明，设计概要则规定了需遵循的程序和使用的软件。应该首先将所有信息都整合到一个简明文件中，尤其是对于较小的项目。

在设计阶段之前完成设计基本原则和设计概要并得到客户的认可是较为理想的，但实际上这并不总能做到。在这种情况下，强烈建议发布这些文件的草案并在文件中包含尽可能详细的信息或将相关条目标注为“初步”。这样项目小组就能对标准有一定的了解并开始进行设计，标准是整个设计中最为关键的。

随着特殊问题的出现，项目实施过程中可以对设计基本原则和设计概要予以更新，使所有相关小组成员都了解所做的变化非常重要。

11.2.2 设计基本原则 Design Basis

设计基本原则列出与结构相关的基本标准，应包含以下内容：

1. 装置说明及主要尺寸

描述结构的简要说明，包括：

●结构的总体说明，包括主要尺寸和吃水 / 水深；

●主要结构图；

●工作寿命和设计寿命；

●结构的位置（如果是固定式结构）；

●装置所用系统的规范。

2. 规定、规范和法规

相关可用设计规范及项目相关文件的列表，包括：

●环境设计标准，包括所有相关条件，例如以年概率为 10E^{-1}、10E^{-2} 和 10E^{-4} 对风、波浪、海流、雪、冰以及地震予以说明；

●土 / 基础标准，用于设计固定式结构、系泊 / 锚泊、管道和立管；

●设计温度。

3. 稳性和分舱

相关条件下的稳性和分舱设计标准包括：

●外部和内部水密完整性；

●边界条件，包括与其他结构或基础条件的界面；

●空船故障报告；

●设计载荷工况和整体质量分布；

●破损条件。

4. 材料和焊接

材料和焊接设计标准包括：

●屈服强度和极限拉伸强度；

●准备采用的腐蚀裕量；

●防腐（CP）系统或涂层；

●材料柔性和避免脆性断裂；

●裂纹增长特性；

●焊接规范和疲劳分类；

●焊后热处理；

●最低焊接标准；

●海生物类型和厚度。

5. 临时阶段

临时阶段的相关设计标准包括：

●极限不变、可变、环境及变形作用标准；

●与建造相关的程序，包括主要起吊作业；

●与临时阶段相关的关键设计参数；

●相关偶然极限状态（ALS）。

6. **作业设计标准**

作业阶段的相关设计标准包括:

- 极限不变、可变、环境及变形作用标准;
- 甲板载荷说明(最大和最小);
- 波浪运动对附属装置的加速作用;
- 系泊作用;
- 液舱加载标准;
- 疲劳和断裂标准;
- 气隙要求;
- 偶然事件标准。

7. **运行中检查和修理**

结构制造后检查和运行中检查标准以及使修理可以有效实施并记录的标准包括:

- 说明运行中检查的层次和总体理念;
- 检查和修理通道;
- 部件的冗余性和临界性。

8. **再评估**

再评估所需的数据包括:

- 检查记录;
- 制造和焊接记录;
- 破裂损坏部件的详细信息;
- 更换或加固部件的详细信息;
- 现场测量的详细信息;
- 防腐方法和海生物状态的详细信息。

11.2.3 设计概要 Design Brief

设计概要列出设计过程初始阶段需采用的程序,包括以下内容:

1. **分析模型**

对拟采用的模型予以概述,包括:

- 整体分析模型;

●局部分析模型；

●准备予以分析的载荷工况。

2. 分析程序

对拟采用的分析程序予以概述，包括以下相关程序：

●评估临时条件；

●考虑偶然事件；

●评估疲劳作用；

●评估气隙；

●确定动态响应（包括方法、系数和相关参数）；

●考虑内部应力；

●考虑局部响应（例如由系泊和立管作业以及作业手册规定的液舱压载分布所导致的局部响应）；

●考虑结构冗余。

3. 结构评估

对评估过程予以概述，包括：

●对考虑整体和局部响应时需要完成的程序进行说明；

●疲劳评估程序的说明（包括使用设计疲劳系数、*S–N* 曲线、应力集中系数（SCF）等）；

●对规范检查过程中需要完成的程序进行说明。

11.3　有限元分析的使用 Use of Finite Element Analysis

11.3.1　简介 Introduction

1. 有限元法的基本理念

有限元法是一种强大的计算工具，在过去的几十年里已被广泛应用于复杂海

洋结构的设计。有限元法的基本理念是将结构划分成许多有限单元，这些单元可为一维、二维或三维。有限元模型可以是连接在节点上的一系列构件、代表整个结构的详细单元集合或结构中特别复杂的关键构件。

以不规则形状板为例，对于特定材料和边界条件，能够估算出在已知载荷作用下板的位移及其所产生的应力。此处所考虑的场变量是位移。有限元法将板划分成有限数量的单元并确定每个单元节点处的位移，而不是确定板上每一点的位移。各单元内可使用插值函数将场变量（如本例中的位移）的变化情况作为局部坐标的函数予以表达。采用节点位移和插值函数，设计人员能计算出任何特定区域的应力变化。

2. 基于有限元法的计算

基于有限元理论已经开发出一些商业软件。就软件的输入数据而言，设计人员需定义各节点的相关坐标、单元、材料特性、边界条件等。通常随着单元数量的增加，解的精度会增加，但计算时间和成本同样也会增加。涉及大量单元的组合和求解需要高速计算机。

各种类型的结构应采用不同的单元类型（3、4、6 和 8 节点的杆、梁、膜、固体、弯曲等单元），其精度和计算时间各不相同。但对于特定结构的有限元分析，当试图达到所需精度水平时，确定单元密度和单元类型却没有太多的经验。

计算机程序可以计算出各节点处的位移以及作用于各单元的应力。有限元分析的一个重要工作是对结果进行分析，也称为后处理。设计人员需审查以图或表形式呈现的结果。开始时可采用图示结果来确定感兴趣的区域和节点，然后将所选区域的结果以表格方式输出。如果不是这样处理，那么整个结构的物理数据可能因过于庞大而无法对其进行结构化评估。

3. 有限元法在海洋领域的应用

利用有限元分析的结果，分析人员通过增加材料强度、附加加强件或改变载荷路径或边界条件来强化结构。

载荷或应力集中的关键区域或复杂连接构件处通常需要更为详细的有限元模型或更细的单元网格。有限元分析的输出结果取决于给定的输入数据。设计人员需考虑到模型的极限以及分析结果的精度，这一点至关重要。

近年来影响远洋船的最严重问题可能是超大型散货船舱壁附近发生的脆性断裂。有限元模型很容易忽略这种影响。为了满足相关规范的要求，设计重点会放在增加局部构件的刚度上，因而可能忽略局部柔性 / 刚性和材料性能。

为说明有限元法在离岸结构分析中的使用并为第 12~15 章准备理论基础，下

文将对二维和三维梁单元的刚度矩阵进行推导。

11.3.2　二维梁单元的刚度矩阵 Stiffness Matrix for 2D Beam Elements

梁单元如图 11.1 所示。梁的中性轴定义为 x 轴，梁的一根惯性主轴定义为 y 轴。本节将在 x–y 平面论述弯曲问题。

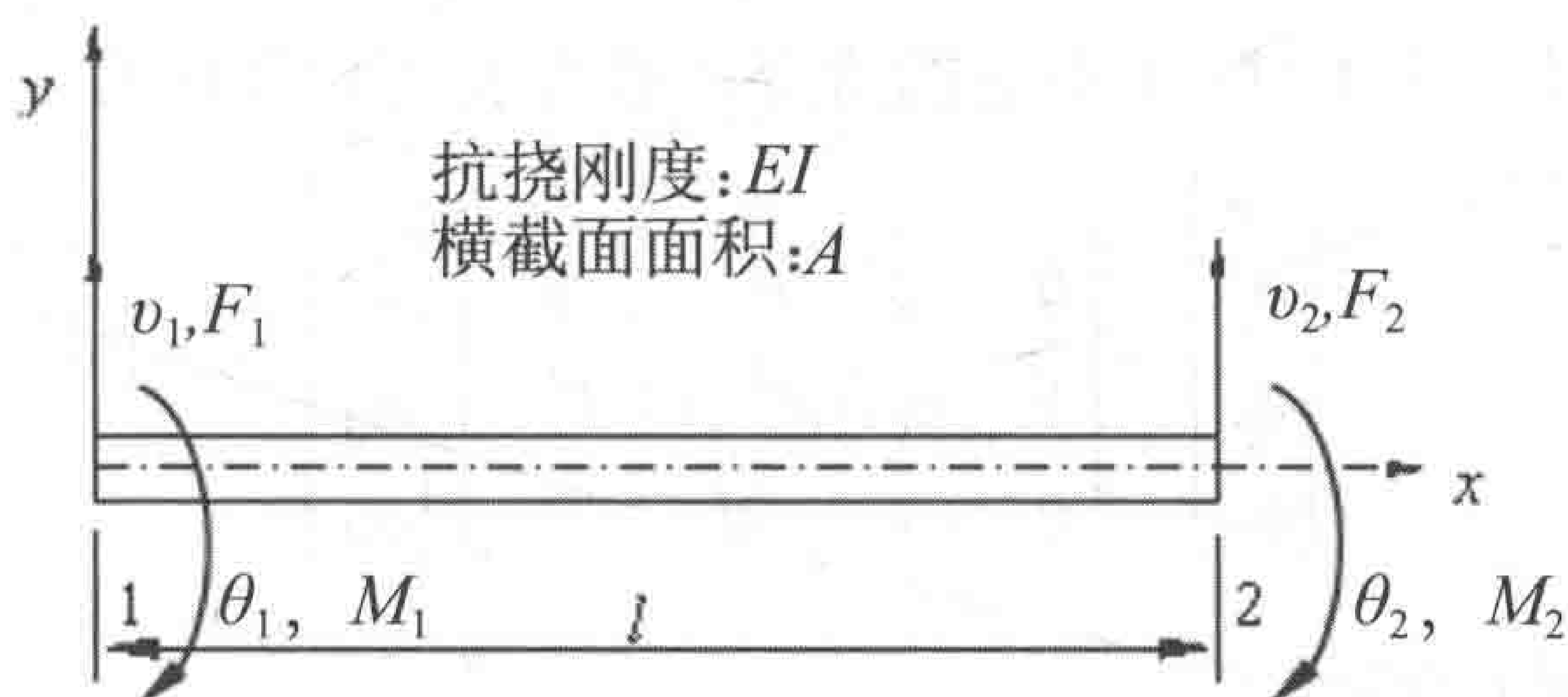


图 11.1　梁单元

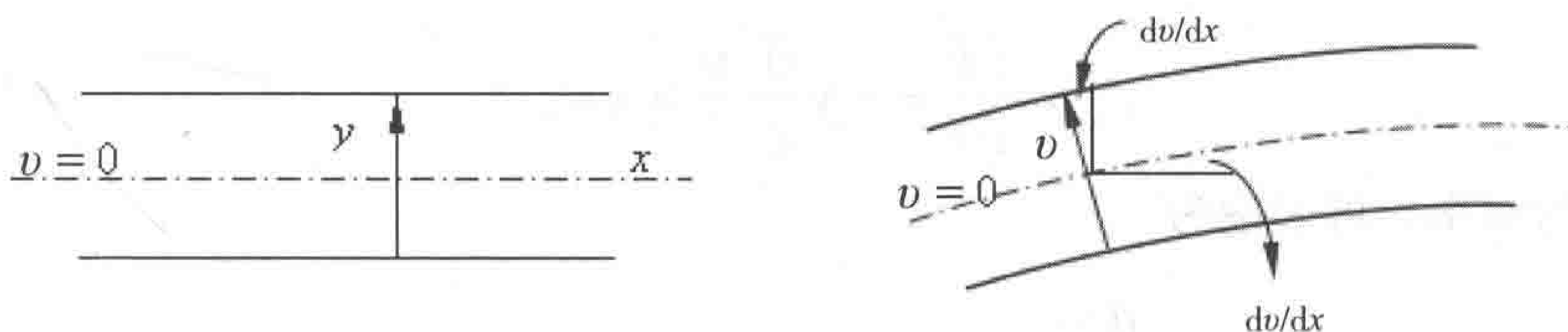


图 11.2　伯努利 – 欧拉假定

当弯曲深度与长度相比非常小时，伯努利 – 欧拉假定成立（见图 11.2），即中性轴的垂直截面在变形后与中性轴保持垂直。根据此假定，截面顺时针方向旋转的角度 θ 可表达为

$$\theta=\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x} \tag{11.1}$$

如果中性轴 y 方向的位移定义为 $v(x)$，则变形后点 (x,y) 在 x,y 方向的变化可表达为 $u(x,y)$ 和 $v(x,y)$，即

$$u(x,y)=-y\frac{\mathrm{d}v(x)}{\mathrm{d}x} \tag{11.2}$$

$$v(x,y)=v(x) \tag{11.3}$$

位移 v 可表达为以下三阶多项式：

$$v = a_1 + a_2 x + a_3 x^2 + a_4 x^3 \tag{11.4}$$

若将单元的两个节点定义为 1 和 2，节点处的自由度定义为挠曲角度和旋转角度，则梁两个节点的位移矢量就具有四自由度：

$$\{d\}_e = \begin{Bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} \tag{11.5}$$

式中下标为节点号。式（11.4）中 v 的待定系数可表达为节点的 4 种变形：

$$\begin{Bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & l^2 & l^3 \\ 0 & -1 & -2l & -3l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{Bmatrix} \equiv [A]\{a\} \tag{11.6}$$

式（11.6）可得到$\{a\}$的解：

$$\{a\} = [A]^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}\}_e$$

应变可表达为

$$\varepsilon_x = \frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}x} = -y\frac{\mathrm{d}^2 v}{\mathrm{d}x^2} \equiv y\kappa_x \tag{11.7}$$

式中 κ_x 为曲率，可表达为

$$\kappa_x = -\frac{\mathrm{d}^2 v}{\mathrm{d}x^2} = 2a_3 + 6a_4 x = [0\ 0\ 2\ 6x]\{a\}$$
$$= [0\ 0\ 2\ 6x][A]^{\mathrm{T}}\{d\}_e \equiv [B]\{d\}_e$$

于是应力 σ_x 为

$$\sigma_x = E\varepsilon_x = -Ey\kappa_x$$

该梁单元的虚功原理可由下式表达：

$$E\int_0^l \int_A \delta\varepsilon_x \sigma_x \mathrm{d}A\mathrm{d}x = \{\delta \mathrm{d}\}_e^{\mathrm{T}}\{f\}_e \tag{11.8}$$

式中：

A 为截面面积；$\{f\}_e$为对应于节点位移的节点力矢量：

$$\{f\}_e = \begin{Bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{Bmatrix} \tag{11.9}$$

式中：

F_α, M_α $(\alpha=1,2)$为节点α的剪力和弯矩。因而式（11.8）可表达为

$$\{\delta d\}_e^T \int_0^l [B]^T EI[B]\mathrm{d}x\{d\}_e = \{\delta d\}_e^T \{f\}_e$$

式中：

I 为截面的二阶惯性力矩，可表达为

$$I = \int_A y^2 \mathrm{d}A$$

式中：

$\{\delta d\}_e$为任意值，一个单元的刚度矩阵公式为

$$\{f\}_e = [K]_e \{d\}_e \tag{11.10}$$

式中：

$[K]_e$ 为刚度矩阵：

$$[K]_e = \int_0^l [B]^T EI[B]\mathrm{d}x = \frac{EI}{l^3}\begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \tag{11.11}$$

11.3.3　三维梁单元的刚度矩阵
Stiffness Matrix for 3D Beam Elements

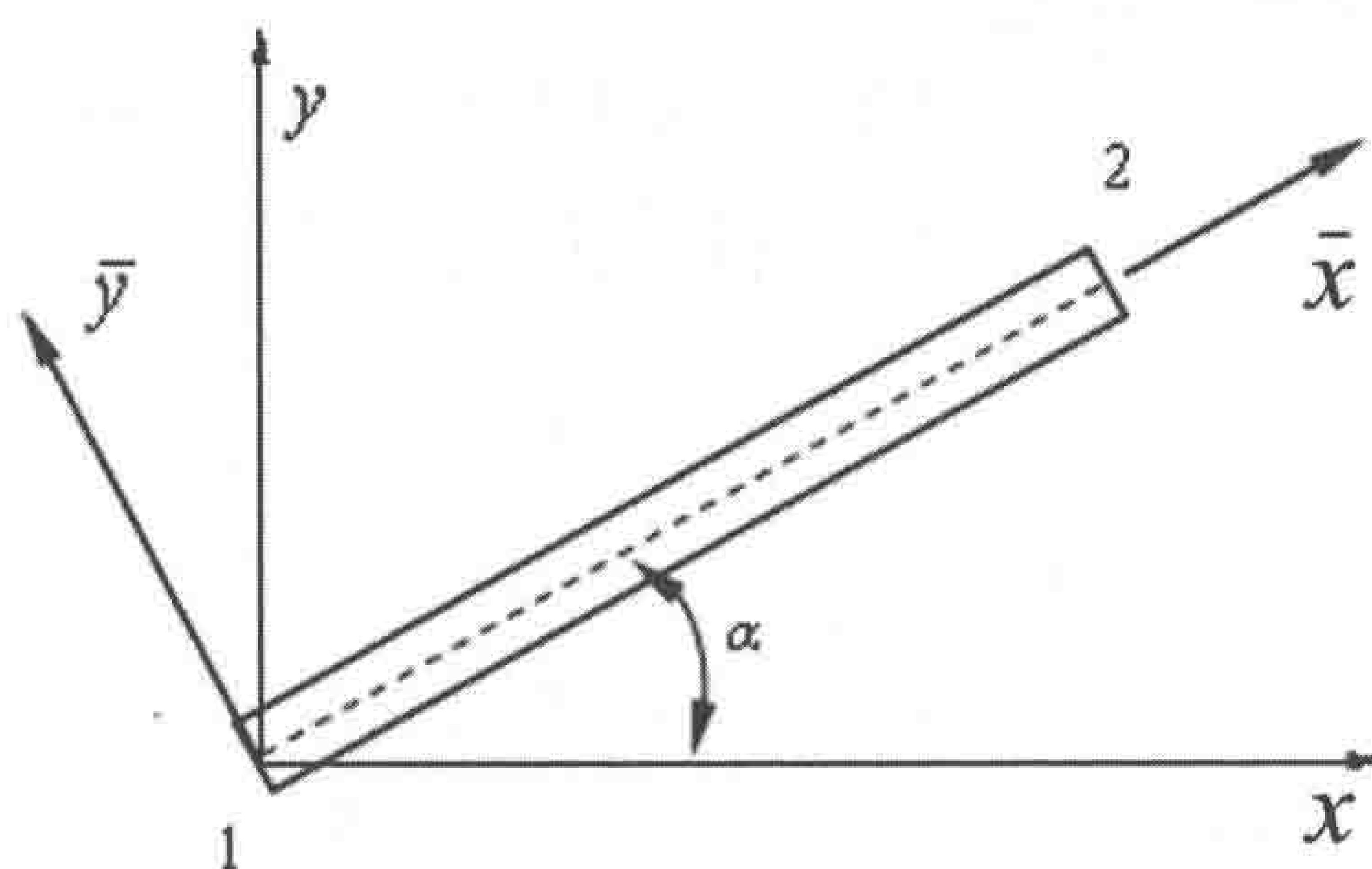


图 11.3　三维倾斜梁单元

图 11.3 中，$\bar{x},\bar{y}$为构件局部坐标轴，x,y为系统整体坐标轴。力矩 M_1 和 M_2 可视为垂直于$x-y$平面的矢量，与其对应的角度为θ_1和θ_2。因而局部坐标轴和整体坐标轴上节点力分量的变换公式可表达为

$$\begin{aligned}\{\bar{f}\} &= [T]\{f\} \\ \{f\} &= [T]^{\mathrm{T}}\{\bar{f}\}\end{aligned} \tag{11.12}$$

式中：

局部坐标轴$\{\bar{f}\}$上的节点力矢量和整体坐标轴$\{f\}$上的节点力矢量可定义为

$$\{\bar{f}\}=\begin{Bmatrix}\bar{F}_{1x}\\ \bar{F}_{1y}\\ \bar{M}_1\\ \bar{F}_{2x}\\ \bar{F}_{2y}\\ \bar{M}_2\end{Bmatrix},\qquad \{f\}=\begin{Bmatrix}F_{1x}\\ F_{1y}\\ M_1\\ F_{2x}\\ F_{2y}\\ M_2\end{Bmatrix}$$

从几何角度考虑，变换矩阵$[T]$可表达为

$$[T]=\begin{bmatrix}\lambda & \mu & 0 & 0 & 0 & 0\\ -\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & \lambda & \mu & 0\\ 0 & 0 & 0 & -\mu & \lambda & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1\end{bmatrix} \tag{11.13}$$

式中：

$\lambda=\cos\alpha, \mu=\sin\alpha$。

同样，节点位移分量可表达为

$$\begin{aligned}\{\bar{U}\} &= [T]\{U\} \\ \{U\} &= [T]^{\mathrm{T}}\{\bar{U}\}\end{aligned}$$

式中：

$\{\bar{U}\}$和$\{U\}$可定义为：

$$\{\overline{U}\}=\begin{Bmatrix}\overline{U}_1\\ \overline{V}_1\\ \overline{\theta}_1\\ \overline{U}_2\\ \overline{V}_2\\ \overline{\theta}_2\end{Bmatrix},\qquad \{U\}=\begin{Bmatrix}U_1\\ V_1\\ \theta_1\\ U_2\\ V_2\\ \theta_2\end{Bmatrix}$$

根据局部坐标轴上的单元刚度公式：

$$\{\bar{f}\}=[\overline{K}]\{\overline{U}\} \tag{11.14}$$

如图 11.4 所示，可以方便地得到整体坐标轴上的单元刚度公式：

$$[K]=[T]^{\mathrm{T}}[\overline{K}][T] \tag{11.15}$$

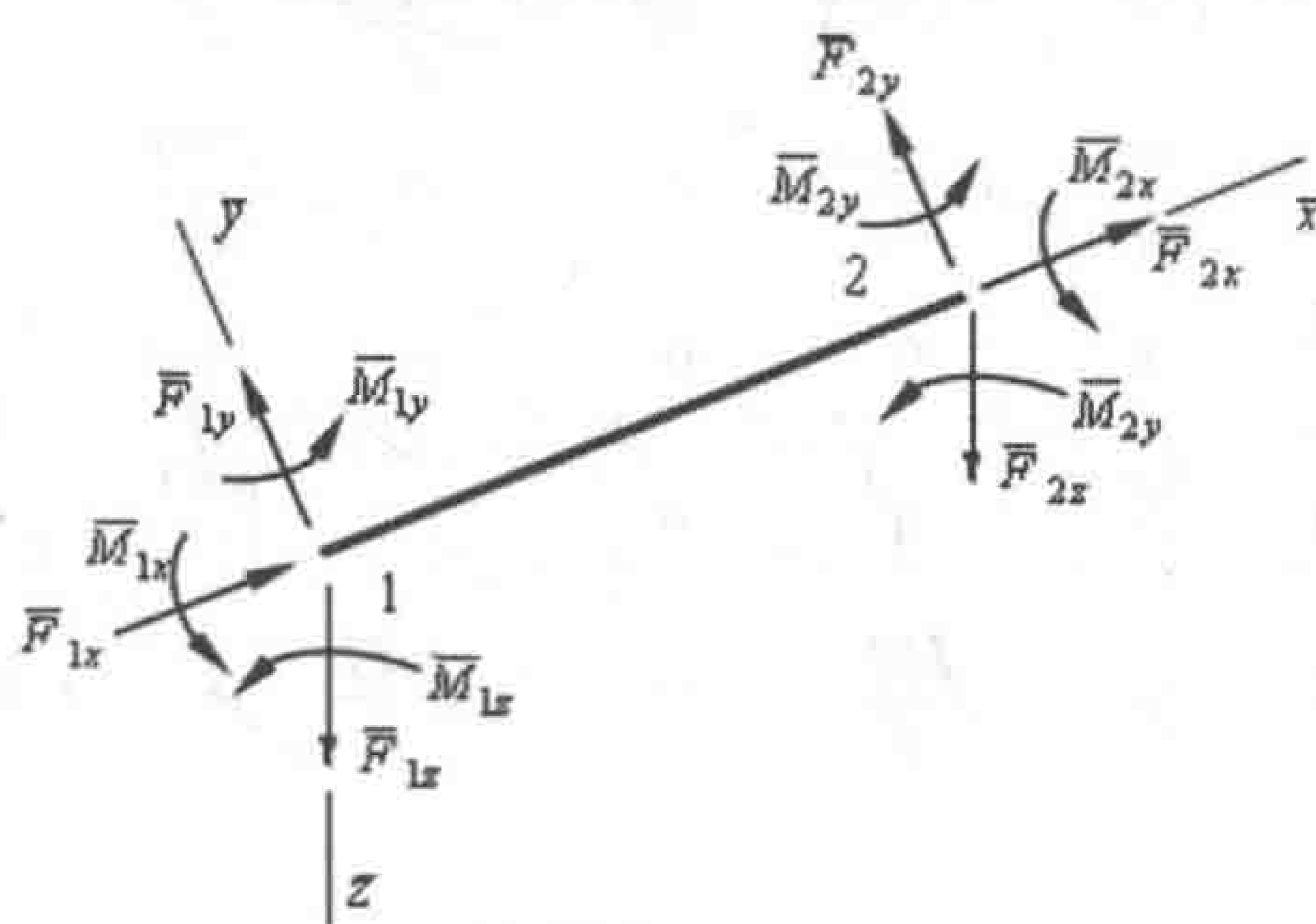


图 11.4　三维梁单元在局部坐标轴上的节点力

若将作用力和相应的位移矢量表达为

$$\{\bar{f}\}=\begin{Bmatrix}\overline{F}_{1x}\\ \overline{F}_{1y}\\ \overline{F}_{1z}\\ \overline{M}_{1x}\\ \overline{M}_{1y}\\ \overline{M}_{1z}\\ \overline{F}_{2x}\\ \cdot\\ \cdot\\ \cdot\end{Bmatrix},\qquad \{\overline{U}\}=\begin{Bmatrix}\overline{U}_1\\ \overline{V}_1\\ \overline{W}_1\\ \overline{\theta}_{1x}\\ \overline{\theta}_{1y}\\ \overline{\theta}_{1z}\\ \overline{U}_{2x}\\ \cdot\\ \cdot\\ \cdot\end{Bmatrix} \tag{11.16}$$

根据各梁单元在局部坐标轴上的刚度矩阵$[\overline{K}]$，利用变换矩阵$[T]$可推导出梁单元在整体坐标轴上的刚度矩阵$[K]$：

$$[K]=[T]^{\mathrm{T}}[\overline{K}][T] \tag{11.17}$$

$$
[\bar{K}]=\begin{bmatrix}
\frac{EA}{l} & & & & & & & & & & & \\
0 & \frac{12EI}{l^3} & & & & & & & & & & \\
0 & 0 & \frac{12EI}{l^3} & & & & & & & & & \\
0 & 0 & 0 & \frac{GJ}{1} & & & & & & & & \\
0 & 0 & -\frac{6EI}{l^2} & 0 & \frac{4EL}{l} & & & & & & & \\
0 & \frac{8EL}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4El}{1} & & & & & & \\
-\frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{EA}{1} & & & & & \\
0 & -\frac{12EI}{l^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EI}{l^2} & 0 & \frac{12EI}{l^3} & & & & \\
0 & 0 & -\frac{12EI}{l^3} & 0 & \frac{6EI}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{12EI}{l^3} & & & \\
0 & 0 & 0 & -\frac{GL}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GL}{l} & & \\
0 & 0 & -\frac{6EI}{l^2} & 0 & \frac{2EI}{l} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI}{l^2} & 0 & \frac{4EI}{l} & \\
0 & \frac{6EL}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EI}{l} & 0 & -\frac{6EI}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EI}{l}
\end{bmatrix}
$$

对于圆形截面的构件，I、J 和 A 可由外径 D_e 和内径 D_i 表达为

$$
I=\frac{\pi}{64}\left(D_e^4-D_i^4\right),\quad J=\frac{\pi}{32}\left(D_e^4-D_i^4\right),\quad A=\frac{\pi}{4}\left(D_e^2-D_i^2\right)
$$

式中：

$[T]$为变换矩阵，可由子矩阵$[L]$和$[0]$表达为

$$
[T]=\begin{bmatrix}
[L] & [0] & [0] & [0] \\
[0] & [L] & [0] & [0] \\
[0] & [0] & [L] & [0] \\
[0] & [0] & [0] & [L]
\end{bmatrix} \tag{11.18}
$$

$[L]$和$[0]$定义为

$$
[L]=\begin{bmatrix}
\lambda_x & \mu_x & \nu_x \\
\lambda_y & \mu_y & \nu_y \\
\lambda_z & \mu_z & \nu_z
\end{bmatrix},\qquad [0]=\begin{bmatrix}
0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0
\end{bmatrix} \tag{11.19}
$$

式中：

λ_x 为 x 轴和$\bar{x}$轴夹角的余弦；

μ_x为 y 轴和$\bar{x}$轴夹角的余弦；

v_x 为 z 轴和$\bar{x}$轴夹角的余弦，以此类推。

根据结构系统各单元的刚度矩阵可以确定结构系统的刚度矩阵。一旦确定了系统刚度矩阵，即可利用边界条件确定节点位移 / 作用力。然后就能够确定局部坐标轴上的单元节点作用力并估算出局部坐标轴上的节点位移和应力。关于有限元法的更多信息，可参考 Zienkiewicz（1977）。

11.4　设计载荷和加载 Design Loads and Load Application

1. 静载荷

根据输入的材料密度和体积数据，通过结构模型可以直接计算结构重量。有限元程序能以节点作用力或构件均布荷载的形式自动计算出静载荷。设备和其他载荷可在其实际位置通过表面载荷或节点集中作用力予以施加。

2. 可变载荷

设计构件时，必须针对几种货物分布情况分析可变载荷和重量以得到载荷的极限值。可变载荷通常以相关甲板或液舱边界表面压力的形式包含在有限元模型中。

3. 静态海水压力

在有限元模型中，各吃水深度的静态海水压力以表面载荷的方式进行计算和施加，如同作用于底部的恒定表面压力和作用于船侧外板的线性变化表面压力。

4. 波浪导致的载荷

波浪导致的水动力载荷和船舶运动引起的惯性载荷可视为低频动态载荷，可采用准静态方法进行分析。此类船舶运动和水动力加载通常利用片条理论予以计算。

对于船舶：将整体极限海况施加于结构，惯性载荷则根据较为保守的船舶运动假定予以计算。

对于离岸结构：应进行不同的分析并且基于以下原因需对足够数量的周期进行分析：

●足以涵盖特定地点的波浪条件；

●合理描述波浪在消退和增长期的传递函数；

●合理描述结构在垂荡共振期的传递函数。

整体波浪频率：需采用合适的方法来确定结构响应，例如：

▲规则波浪分析；

▲设计波浪分析；

▲随机波浪分析。

选择了设计极限波浪后，即可通过商业程序（例如 AQUA、WAMIT 等）计算出波浪导致的载荷。波浪的相位角需正确表达，构件在设计上应能承载各种波浪相位所产生的最大应力。

5. 风载荷

风载荷通常被视为静态载荷，可根据实际地区和风压采用以下公式予以计算：

$$F_{wind} = P_{wind} \cdot A_{wind} \tag{11.20}$$

$$P_{wind} = V^2 C_h C_s \tag{11.21}$$

式中：

V 为风速；

C_h 为 高度系数；

C_s 为形状系数；

A_{wind} 为 垂直于风向的投影面积。

船级规范中规定了高度系数和形状系数。根据伯努利定理可推导出准静态风压公式（11.21），伯努利定理适用于理想流体与物体的碰撞，因而动态压力可表达为

$$P_{wind,dynamic} = \frac{1}{2}\rho V^2 \tag{11.22}$$

式中：

ρ 为空气的质量密度。如果已对投影面积建模，则可将风载荷视为表面载荷。大多数情况下，风载荷可作为适当高度的水平集中载荷予以施加。

11.5　结构建模
Structural Modeling

11.5.1　概述
General

本节将概述利用有限元建模技术进行海洋结构设计。可参考 NORSOK N-004（NTS, 1998）所推荐的方法，该规范是为海洋结构设计中使用有限元建模提供指南的少数几个规范之一。本节将介绍基于工业规范对固定式平台和浮式生产设施进行结构建模。

11.5.2　导管架结构
Jacket Structures

导管架结构为焊接管状空间框架，由垂直或倾斜腿柱构成，并由横向支撑系统提供支撑。导管架的作用是支撑上部设施，为导管、立管及其他设备提供支撑并作为基础系统的基盘。Graff（1981）和 Dawson（1983）介绍了导管架结构的设计和分析，包括用于环境载荷、基础建模、有限元分析、动态响应和应力接受准则的基本公式。设计工作通常包括：

●确定项目需求；

●评估环境和泥土条件；

●制订初步设计方案，重点是安装方法；

●评估安装方法的技术和经济可行性、建造和安装困难以及基础要求和成本等；

●确定结构尺寸以承载作业条件下各种作业模式的现场载荷，例如钻井、生产、检查或几种作业的组合；

●对设计进行评估，确保可承载由制造厂运输至安装地点的各种作业，包括

装船、海上运输、安装、配合和连接等；

●对结构退役后废弃予以考虑；

●满足质量和健康、安全与环境保护要求。

1. 分析模型

对平台进行整体设计时首先需定义构件的几何和材料性能、基础性能以及功能性、环境和偶然载荷。

可进行两种结构分析：

●线性分析，利用内部构件作用力检验基于工业标准（例如 API RP 2A）的极限强度和疲劳标准；

●对偶然载荷（如船舶碰撞、坠落物体、火灾、爆炸和地震）的结构响应或波浪载荷的极限响应（作为对现有平台再评估的一部分）进行非线性有限元分析。

第 11.3 节介绍了线性有限元分析的基本公式，第 12 章详细介绍了非线性有限元分析。

用于分析导管架的有限元模型包括：

（1）载荷：载荷包括：

●功能性载荷，例如重力载荷；

●风、波浪、海流、地震等导致的环境载荷；

●使用寿命内可能会出现的偶然载荷。

需考虑到海生物导致水动力和重力作用增加的情况。结构的水动力模型应包括附属设备，例如导管、I 型管、立管、沉箱、梯、投放箱、小艇停靠平台、导引装置和阳极设备等。根据类型和数量不同，附属设备会显著增加整体波浪力。此外，作用于有些附属设备的力对于局部构件设计可能非常重要。未焊接在主要结构上的附属设备通常按照仅产生等效波浪力的非结构构件进行建模。

（2）基础：基础系统使导管架在安装永久基础系统之前处于临时坐底状态，在特定环境条件和所有相关极限状态下均应具有所需的稳性。分析中为了能表达基础的响应，需对结构至海底的连接进行选择，此类连接通常采用线性刚度矩阵予以仿真。有限元分析可对轴向和横向土 – 基础系统进行精确建模。

（3）结构：对甲板结构刚度的建模必须足够详细，确保甲板设计和导管架设计的兼容性。线性分析时，对一个构件进行建模通常只使用一个单元就足够了。但为了说明构件屈曲和局部动态响应，根据单元格式和作用的分布，每个构件的建模均需一个或多个梁 – 柱单元。承载构件的主要偏心距可按刚性端部进行建模。

2. 极限强度分析的建模

载荷工况包含了各种作业模式，例如钻井、生产、检查或几种作业的组合。根据 NTS（1998），有必要进行分析以确定以下参数：

●波浪和海流作用的最大底部剪力，用于确定导管架支撑的尺寸；

●最大倾覆力矩，用于确定导管架腿柱和基础系统的尺寸；

●波浪未处于可导致最大整体作用力的位置时可能出现的最大局部构件作用力。

3. 疲劳分析建模

疲劳分析应包含非作业和作业设计条件下所有能导致疲劳损伤的相关作用。计算疲劳损伤时，如若相关则需涵盖波浪砰击和涡旋脱落所致局部作用的影响。

浅水中的导管架通常对动态效应不敏感，而与波浪理论和自由液面效应相关的非线性可能较为重要，对于此类导管架通常建议进行确定性分析。对于深水中的导管架动态效应就比较重要，建议进行频域疲劳分析（动态随机分析）。为了使非线性的实际土响应线性化，应根据波浪高度确定结构 - 土相互作用刚度矩阵，波浪高度导致的疲劳损伤最为显著。

4. 评估现有平台

如果设计条件发生变化，则需对现有平台进行再评估。例如：

●如果由于设备增加而使作业载荷明显超出最初的作业载荷；

●如果由于疲劳和腐蚀损伤而使结构改变和退化；

●如果结构气隙不够且在不同环境条件和作业条件下运行；

●当生命安全水平要求更高时。

API RP 2A（1997）对测量、海洋气象、地震和冰载荷标准、结构分析方法、评估标准以及减轻后果的备选方法等进行了全面推荐。

5. 火灾、爆炸和偶然载荷

针对火灾、爆炸和偶然载荷，API RP 2A（1997）提出了一种基于风险的结构评估方法，评估包括以下工作：

●对于所选择的平台，需根据失效的人命和成本后果确定其暴露类别；

●对于特定事件，根据事件的发生概率（频率）确定其风险水平为低、中或高；

●根据风险矩阵为所选择的平台和事件确定合适的风险水平；

●进行深入研究或分析以更好地理解频率、后果及减轻后果的成本，并根据 ALARP 原则制定（合理可行的最低水平）接受准则；

●再次确定平台的暴露类别并 / 或减轻风险或事件的后果。

如果认为平台对于特定事件的风险较高，则需通过非线性有限元分析或试验对火灾、爆炸或意外载荷进行详细的结构完整性评估。

关于火灾和爆炸载荷设计的全面参考和指南可参见ISSC(1997)。ISSC(1997)第二版小组报告概述了设计和评估理念、火灾的预防和防护措施、火灾载荷和载荷效应的分析方法、爆炸载荷和载荷效应的分析方法、概率分析以及设计建议。

11.5.3 浮式生产储卸装置(FPSO) Floating Production and Offloading Systems (FPSO)

1. 结构设计概述

浮式生产储卸装置的设计需遵循船级要求和工业标准，例如NORSOK（NTS, 1998）和API RP 2FPS。如果浮式生产储卸装置在某个特定国家注册，则还应遵循船旗国管理机关的相关要求。

远洋船和特定地点的浮式生产储卸装置的主要区别在于：

●浮式生产储卸装置采用系泊和锚泊系统固定在特定地点，并且受到特定地点处环境条件的影响；

●浮式生产储卸装置的工作寿命在20年以上；

●立管通过立管支撑件或I型管与浮式生产储卸装置的船体连接；

●上部设施的要求，例如运动/甲板上浪/安全性，且生活标准更高；

●浮式生产储卸装置的周期性海上卸载作业，其频率大约为每周一次；

●浮式生产储卸装置在设计上是不进干船坞的，因而其检查/维护和修理的要求更为严格。

浮式生产储卸装置的设计和分析包括以下方面（Bai等，2001）：

●选择船体布置；

●定义设计载荷工况；

●稳性和分舱；

●整体性能；

●甲板上浪；

●完整强度，涵盖运输、临时条件、极限作业条件以及残存条件；

●破损状态下的结构强度；

●系泊和立管系统；

●上部设施。

设计载荷工况包括：

●现场作业条件：最大重现期为100年的环境载荷、侧浪/船头浪（转塔式系泊）或所有方向波浪（伸展系泊）以及上部设施、立管和系泊系统的各种加载条件；

●残存条件：重现期为100年的环境载荷/响应、上部设施的最不利加载条件以及（强度和稳性）破损条件；

●运输条件：重现期10年以下、压载加载条件、上部设施无水以及船头浪；

●安装和连接：选择的气候窗、压载舱、上部设施无水以及船头浪和侧浪。

制定设计标准时应考虑到与特定地点相关且可能影响船体作用的因素，包括：

●特订地点的环境条件；

●系泊系统的影响；

●固定位置的长期作业；

●主要来自前方较窄区域的波浪；

●零船速；

●作业加载条件的范围；

●液舱检查要求；

●不同于普通商业油船的重现期要求。

对于远洋船，船级规范规定了腐蚀控制、涂层要求、防腐设备/作业以及壁厚余量，均基于20年工作寿命。对于浮式生产储卸装置，考虑到以下因素可能需要附加壁厚余量：

●浮式生产储卸装置的工作寿命可能更长；

●不进干船坞检查浮式生产储卸装置；

●修复涂层和减少生产的成本较高。

2. 分析模型

船体结构有限元分析的建模通常可分为5个层次，包括：

●整体结构模型（模型层次1）；

●浮式生产储卸装置的货舱模型和转塔模型（模型层次2）；

●框架和梁模型（模型层次3）；

●局部结构模型（模型层次4）；

●应力集中模型（模型层次5）。

需要为以下区域确定三维有限元模型：

●船体中部的货舱区域；

●船艏端区域，包括支撑火炬臂的结构；

●模块支撑件和支撑结构；

●主起重机底座支撑结构；

●生产 / 注水立管和输出立管的支撑件，包括支撑结构和拖管支撑件；

●伸展系泊连接件。

结构设计需考虑上部设施、立管和系泊连接所施加的载荷，此类考虑应体现在有限元模型中。主要应力分布包括：

●船体梁整体弯曲所产生的一次应力；

●舱壁之间板格弯曲所产生的二次应力；

●强肋骨之间局部板弯曲所产生的三次应力。

3. 极限强度分析的建模

可通过有限元分析计算整体纵向应力和整体剪应力。对于转塔式浮式生产储卸装置，有必要估算开口周围的应力分布，特别是甲板、底部以及纵向强度单元的端部。

分析时应考虑到液舱灌注的所有相关变化并体现在作业手册中。从有限元分析可得到以下应力分量：

●局部横向应力和局部纵向应力；

●强肋骨中的横向应力；

●双层壳体和双层底中的应力；

●板格中的局部剪应力。

整体和局部应力组合应考虑到实际应力分布和阶段。但如果阶段信息有限或不确定，每个构件的最大设计值可结合最不利情况予以考虑。典型的应力分量组合如图 11.5 所示。

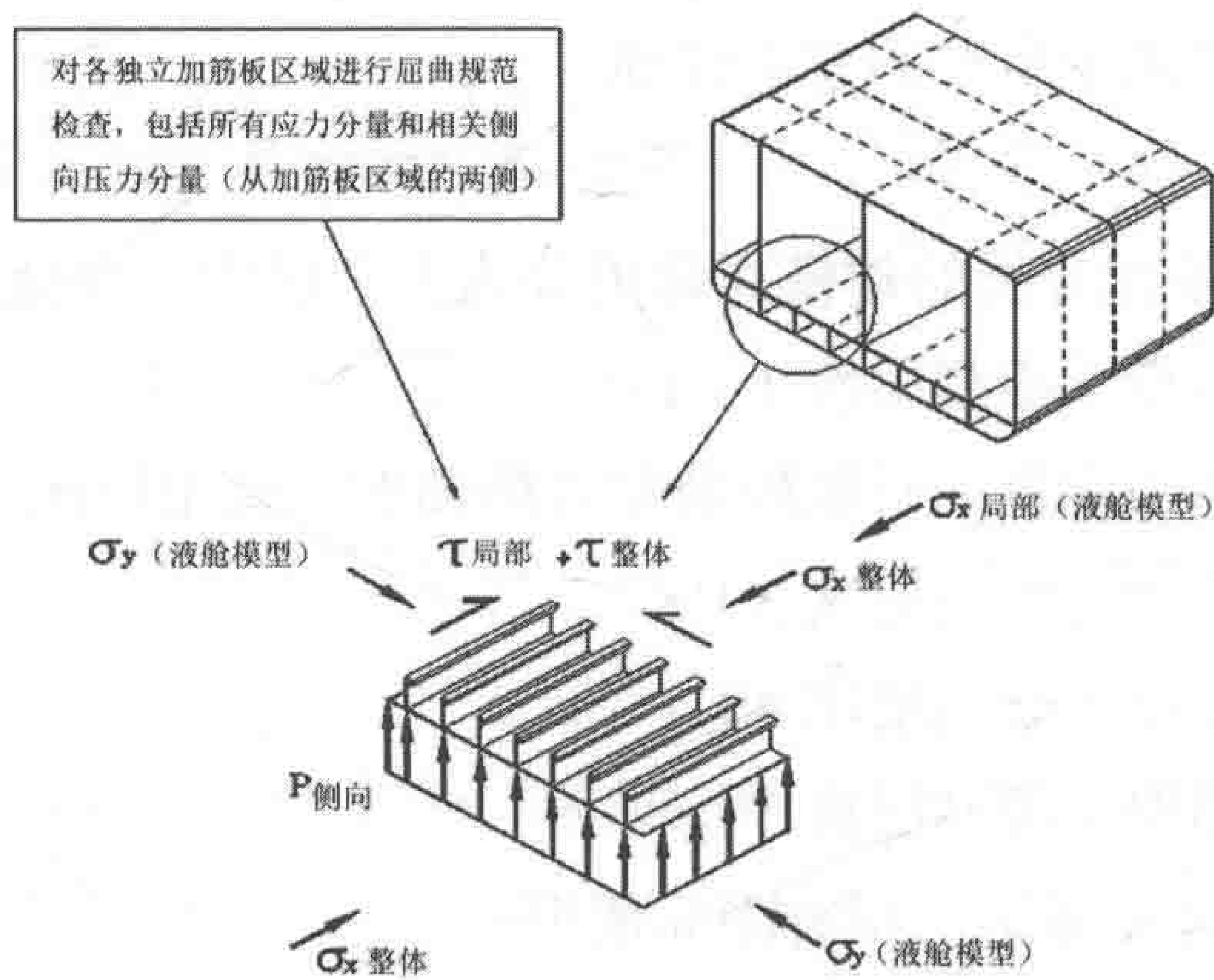


图 11.5　船体横梁中的典型应力分量 (NTS, 1998)

可采用简化公式计算内部静态和动态压力。

有些情况下，为了在最大极限状态评估中检查最大峰值应力和重复屈服的概率，可能需要较为详细的单元网格模型。

需对船体梁强度是否能够承载静水、波浪所致弯矩和剪力的相关组合进行评估。分析中应考虑到极限中拱和中垂情况，并采用合适的特定地点环境数据。

横向强度指船体承载侧向压力、扭变作用以及纵向作用影响的能力。此抗力由横舱壁、强肋骨、纵梁和桁条提供。需采用船体特定部分的有限元模型评估横向强度并应包含甲板设备作业的影响。

通常需根据 NTS （1998）、API 2V 或船级规范来检查金属板构件和加强筋的屈曲强度和极限强度。第 10 章论述金属板构件和加强筋的典型标准。主要结构、次要结构和支撑船体附属物的结构均需进行强度检查。

在有些情况下，浮式生产储卸装置的船体也会针对碰撞进行设计，因而与供应船和穿梭油船的碰撞就不会导致边纵舱壁或内部纵舱壁被贯穿。供应船和穿梭油船对船艏、船艉和船侧的冲击均需考虑。消防、防爆和防热都应基于风险评估进行设计，详细信息可参见第 5 篇。

ABS（2001）为浮式生产储卸装置（FPSO）的安全船体－动态加载方法（DLA）提供了指南。动态加载方法提供了增强结构分析，可用于评估结构设计的能力和充分性。使用动态加载方法的前提是基于规范要求确定船体结构的初始尺寸。动态加载方法的分析结果可能无法用于减小船体结构的尺寸。但如果通过动态加载方法分析确定应该增加基本船材尺寸，则需增加尺寸以满足动态加载方法的要求。动态加载方法分析包括以下程序（ABS, 2001）：

●建立耐波性分析模型；

●编写船体加载情况和静水载荷文件；

●获取并验证环境数据；

●进行船舶运动分析并预测波浪导致的载荷和每个主要载荷参数（DLP，如船体中部的船体梁垂直弯矩）的极限值；

●推导出每个主要载荷参数的等效波浪；

●确定波浪导致的载荷效应；

●确定已定义载荷工况的结构分析方法；

●进行整体和局部结构分析；

●根据接受准则检查结构分析的结果。

诸如动态加载方法分析这样的有限元分析的优点是可增加安全性（通过增加

薄弱区域的船材尺寸）、减少将来可能的更新工作并提供可立即用于应急事件的结构模型。

4. 分舱和稳性建模

浮式生产储卸装置分舱和稳性评估中的相关不利影响有：

●环境作用；

●相关损伤状况；

●刚体运动；

●自由液面效应；

●边界相互作用（例如系泊和立管系统）。

为了确定船舶质量及重心位置，当建造接近完成时需进行倾斜试验。作业手册记录了船舶的重心位置。

应尽量减少水密构件上的开口数。通道、管道、通风、电缆等的布置需确保结构能够保持水密完整性。

浮式生产储卸装置的稳性应满足相关规范的要求。国际海事组织规章（决议 A167、A206 和 A502 已被 A749 （18）替代）、国际海事组织海上移动式钻井平台规范（1989 年发布）以及船级规范确定了稳性要求。对于所有相关运行中状态和临时阶段状态均需保持足够的稳性。稳性评估时完整状态和破损状态均应予以考虑。

5. 疲劳分析建模

应记录所选择的疲劳敏感构件和材料，在运输和现场条件下构件和材料应具有足够的疲劳强度。可进行三种层次的疲劳分析：

●根据简单应力公式对船材尺寸进行疲劳检查（重点是船体结构中纵向加强筋和横向强肋骨之间的连接处），参见第 19.6 节。

●简化疲劳评估，用于检查许用应力范围，假定长期应力范围符合 Weibull 分布，参见第 19.3 节。

●根据基本原理进行谱疲劳评估，参见第 20 章。

在现场安装和运输条件下，谱疲劳评估分别利用波浪散布图和特定航线的波浪条件，可参见第 3 章。波浪散布图确定了各种海况的出现概率，海况由有效波高和周期所定义。分析还需考虑到相对于船舶航向的波浪方向和涌浪情况。

应特别关注连接构件，包括：

●系泊系统与船体结构的连接；

●主船体底部、两侧和甲板；

●主船体纵向加强筋与横向框架和舱壁的连接；

- 主船体附件、底座、支撑等；
- 主船体上的开口；
- 横向框架；
- 火炬塔；
- 立管支撑件；
- 主要处理设备的底座。

所有转塔结构均会受到较高水平动态作用的影响。转塔结构的疲劳设计应考虑到以下作用：

- 系泊缆张力的动态波动；
- 立管的动态作用（张力和弯矩）；
- 波浪作用和船舶运动导致水动力压力发生局部变化；
- 其他因素导致承载结构产生反作用；
- 船舶运动加速度导致的惯性作用，包括内部流体压力的变化；
- 热和压力导致管道挠曲，使管道支撑出现波动性反作用。

通过作用于板的动态压力及作用于设备和上部设施的加速度可确定局部应力范围。其他环境作用也会影响部分结构，使局部应力范围发生变化。

动态压力传递函数即可以直接用于计算局部应力传递函数并与整体应力传递函数结合，也可以计算长期压力分布。至少应考虑到以下动态压力分量：

- 舱壁之间双倍船体截面弯曲导致的双倍船体应力；
- 加筋板格弯曲产生的板格应力；
- 局部板弯曲产生的板弯曲应力。

需将整体应力和局部应力结合起来得到所考虑构件的总应力范围。整体和局部应力分量的幅度、相位和位置均不相同。将这些应力结合起来用于计算疲劳损伤的方法取决于构件的位置。

需进行局部详细有限元分析（例如对于典型应力分布不够了解的非传统构件）以确定局部应力分布、合适的应力集中系数和/或用于疲劳评估的外推应力。动态应力沿着板厚方向的变化情况应记录并加以考虑。

疲劳评估时，对于不符合认可标准中规定的应力集中系数的关键应力集中构件，需为其建立细网格单元模型。模型尺寸应使针对边界条件所做的假定不会显著影响计算出的热点应力。应力集中分析所用的单元尺寸应与板厚的数量级相同。分析中通常使用壳单元。

将船体梁整体弯曲、二阶弯曲、三阶弯曲以及局部加载所产生的应力分量结

合起来可以得到疲劳热点应力。利用参量方程或关键区域的细网格有限元分析可得出应力集中系数。主应力被用于评估疲劳损伤。第 3 篇将详细论述 *S–N* 曲线和疲劳损伤评估方法的选择。

11.5.4 张力腿平台、Spar 平台和半潜式平台 TLP, Spar and Semi-submersible

柱稳式结构（半潜式平台或张力腿平台）可定义为浮动安装并由甲板结构及许多大间距、大直径并与水下浮箱连接的支撑柱构成。

柱稳式结构的一些特殊部件包括：

●环形（连续）浮箱；

●双浮箱；

●多柱靴布置；

●张力腿（张力腿平台）。

这种结构可通过被动系泊系统（例如锚链）、主动系泊系统（例如推进器）或两者结合使用来保持其位置。

Spar 结构是近年来在墨西哥湾使用较为广泛的浮式设施，墨西哥湾的水深超过 1 000m。船体中央月池中的充气浮力罐为生产立管提供支撑。对于桁架式 Spar 平台，其下半部由管状桁架和垂荡板结构构成。

在概念设计阶段，张力腿平台、Spar 平台和半潜式平台的设计和分析包括：

●确定设计基本原则；

●选择设施并进行系统设计；

●确定布局；

●确定船体尺寸并估计整体性能；

●设计上部设施和船体结构；

●设计立管和基础，例如用于系泊 / 系固的桩；

●估算制造和安装的重量、进度和成本；

●审核是否符合健康、安全与环境保护要求及质量保证。

成功进行深水开发取决于有经验的设计小组利用系统方法选择设计概念，例如设计浮式设施。Dorgant 等（2001）介绍了三个大型油田开发项目系统选择的主要驱动因素，并论述了可选设备系统（张力腿平台、Spar 平台、浮式生产储卸装置和半潜式平台）的技术 / 经济 / 可靠性 / 管理问题。

Demirbilek（1989）将几篇涉及张力腿平台各种设计分析主题的文章进行了编辑，涵盖了环境标准、水动力载荷、结构分析和标准、基础设计和分析、立管分析、筋腱分析、疲劳设计和断裂力学分析、材料选择、模型试验和测量等。

浮式设施可根据许多功能模式进行设计，例如运输、作业和残存。极限设计标准需考虑以下相关内容：

●完整状态下的结构强度；

●破损状态下的结构强度；

●气隙；

●分舱和稳性。

对于经验有限或没有直接经验的新颖设计，需进行相关分析和模型试验以验证能够达到可接受的安全水平。

结构应设计为可以承载其生命周期所有阶段可能会发生的相关作用，包括：

●制造；

●现场移动；

●配合；

●海上运输；

●安装；

●退役。

通过一系列模型来分析不同作用的影响通常更为实用有效，各模型的响应可以进行叠加，如若相关则需乘以系数。

初步设计可采用简化模型以大致确定设计响应并了解结构的反应。

整体分析模型的目的是评估整体作用所产生的响应。这种模型的实例如图 11.6 所示。对于大型薄壁结构和建立在壳（或膜）内的三维有限元模型，通常需要使用有限单元。对于由细长构件构成的空间框架结构，三维空间框架可能就足以表达结构了。

主要结构连接（如浮箱与立柱或立柱与甲板的连接）的刚度应详细建模以表达连接的刚度。水动力加载模型可直接映射至结构模型。

通常为结构建立简化空间框架模型以获取各种液舱加载条件下液舱的最大应力范围。这些载荷条件包括浮箱满和空两种情况，代表最大和最小中垂及中拱状态。

整体和局部分析模型所产生响应的同时性一般可通过采用合适载荷系数的线性叠加予以说明。

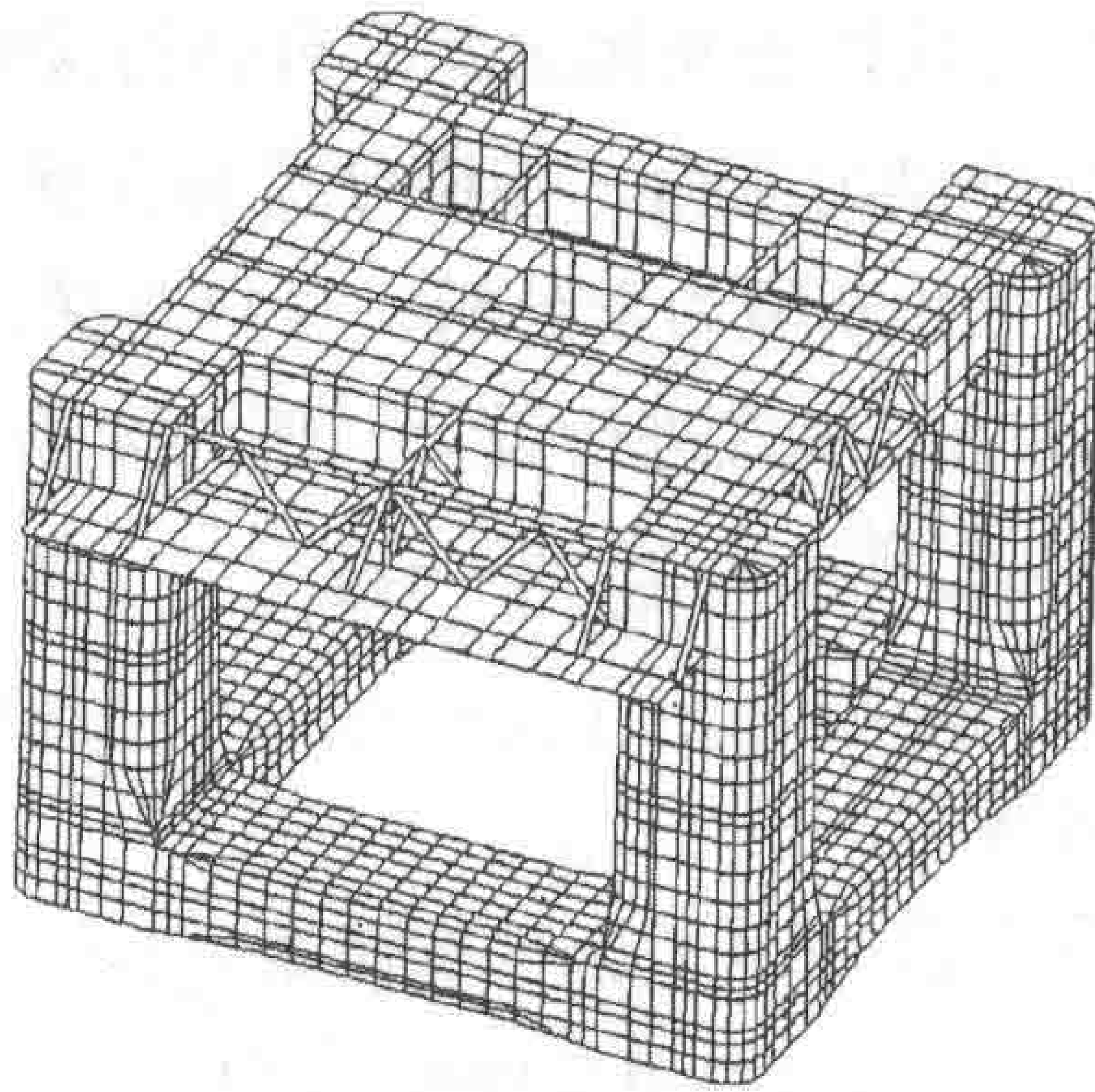


图 11.6　整体分析模型实例（NTS, 1998）

屈曲和极限强度检查时需将相关侧向压力与面内作用力一起施加。板构件、加强筋和加筋壳体标准可从船级规范和工业标准获取，例如 NORSOK N-004（NTS, 1998）、API 2U 和 API 2V。

外部压力、张力和弯曲共同作用下张力腿平台系索的极限强度标准将决定其设计。可采用 20 世纪 90 年代开发的深水管道和立管强度设计公式修正这些强度标准。

张力腿平台、Spar 平台和半潜式平台的疲劳评估类似于浮式生产储卸装置，可参见第 3 篇。

11.6　参考文献 References

[1] ABS (2001), Guidance Notes on SafeHull – Dynamic Loading Approach for Floating Production, Storage and Offloading (FPSO) System", American Bureau of Shipping.

[2] API (2001), API RP 2A WSD : Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms – Working Stress Design, Latest Edition.

[3] API (1993), API RP 2A LRFD – Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms – Load and Resistance Factored Design, First

Edition. 1993.

[4] API (1997), Supplement 1 to the API RP 2A LRFD, First Edition.

[5] API (1997), API RP 2T – Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Tension Leg Platforms, Second Edition.

[6] API (2001), API RP 2A WSD, Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms – Working Stress Design, American Petroleum Institute, Latest Edition.

[7] API (2001), API RP 2FPS, Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Floating Production Systems, First Edition.

[8] Bai, Y., Ayney, C., Huang, E., Maher, J., Parker, G., Song, R. and Wang, M. (2001), Design and Construction of Floating Production Systems, Course Notes for an Industry Training Course led by Yong Bai and Organised with Clarion Technical Conferences in Houston and IBC in London.

[9] Dawson, T.H. (1983), Offshore Structural Engineering, Prentice–Hall Inc.

[10] Demirbilek, Z. (1989), Tension Leg Platform – A State of the Art Review, American Society of Civil Engineers.

[11] Dorgant, P.L., Balint, S.W., Rodenbusch, G., Luyties, W.H. and Rainey, R.M. (2001), System Selection for Deepwater Production Installations, Offshore Technology Conferences, OTC12966.

[12] Graff, W.J., (1981), Introduction to Offshore Structures – Design, Fabrication, Installation, Gulf Publishing Company, Houston, Texas.

[13] ISO Codes for Design of Offshore Structures (being drafted).

[14] ISSC (1997), Design Against Fire and Blast Loads, The panel V.2 report from International Ship and Offshore Structures Congress, Trondheim, Norway.

[15] NTS (1998), NORSOK N–004, Design of Steel Structures, Norwegian Technology Standards Institution, (available from: www.nts.no/norsok).

[16] Zienkiewicz, O.C. (1977),The Finite Element Method, McGraw–Hill Book Company.

第 12 章　北极海洋技术的发展

Development of Arctic Offshore Technology

12.1 历史背景 Historical Background

在地理上，北极地区可定义为北极圈以北的区域，北极圈位于北纬66° 34’。但是从工程角度来看，这个标准并不重要，因为地理位置不是影响北极地区气候和其他环境条件的唯一因素。在工程实践中，通常认可的定义是“北极指一年里最热月份的平均气温低于10℃的地区（Freitag 等，1997）”。基于施工角度，北极地区可分为两个区域：存在永久或暂时冻土的区域和无冻土区域。图 12.1 为北极地区、包含的国家、最重要的油藏以及北极圈的位置。红色等温线标出了最热月份平均气温低于 10℃的地区（Brown 等，1998），黄线为北极圈，灰色区域是北极地区的最大油田（2011）。



图 12.1　北极地区地图

20 世纪 70 年代末至 80 年代初，由于预期会进行资源开发，北极研究和开发非常热。技术开发中心（TEKES）于 1985 年着手实施一项五年技术发展计划，旨在提高芬兰工业（主要是造船和施工）在北极地区开发自然资源的竞争力。贸易

和工业部“技术发展计划委员会”在 1984 年声明里推荐了 12 项技术发展计划，技术开发中心参考了其中的一个。

20 世纪 80 年代末，开发北极的热情消退了，相关研发工作也大幅减少。20 世纪 90 年代末和 21 世纪初，当全球变暖引起世界关注时，这种趋势发生了变化。证据表明北极冰帽正在逐年消融。历史上无法通航的北海航线（NSR）在夏季已经可以对少量商船开放了。最近，美国政府宣布允许在阿拉斯加近海的一些地区进行进一步钻探。这些均暗示北极开发的又一次热潮正在来临。近期的需求来自对开发北极油气的关注和可能利用北极航线进行商业航运。图 12.2 表明北极冰帽正在逐年消融，伴随着这种趋势的是远洋船和北极结构研究的恢复，如图 12.3 所示。



图 12.2　北极冰帽





图 12.3　北极结构研究

实际上，初始计划建议在近期对北极地区的丰富石油和天然气资源（见图 12.4）进行开采。这显然必须获取更多信息并进行更多研究，以收集基本数据，使结构设计能够满足北极海上地区的极端气候条件。因而需深入研究材料技术，尤其是适用于北极结构的混凝土。此外，在计划实施期间还需开发和研究冰模型试验技术和冰力测量技术。芬兰大部分地区位于北纬 60 度以北，年平均气温在 +5℃ 至 –1 ℃之间，冬季平均长度为 100~200 天。气温常常低于 –40℃，最北部

地区的冰冻指数可达 3 000℃・日。但在相对温暖的夏季可以进行大量农业和林业活动。

在亚北极环境中，芬兰的建造业和材料业发展出其特有的技术，现在冬季施工已经非常普遍。为了满足严格的环境要求，包括传统材料无法使用的极端低温条件，芬兰开发出经过改良的建筑材料，例如适合于北极应用的特种钢号。

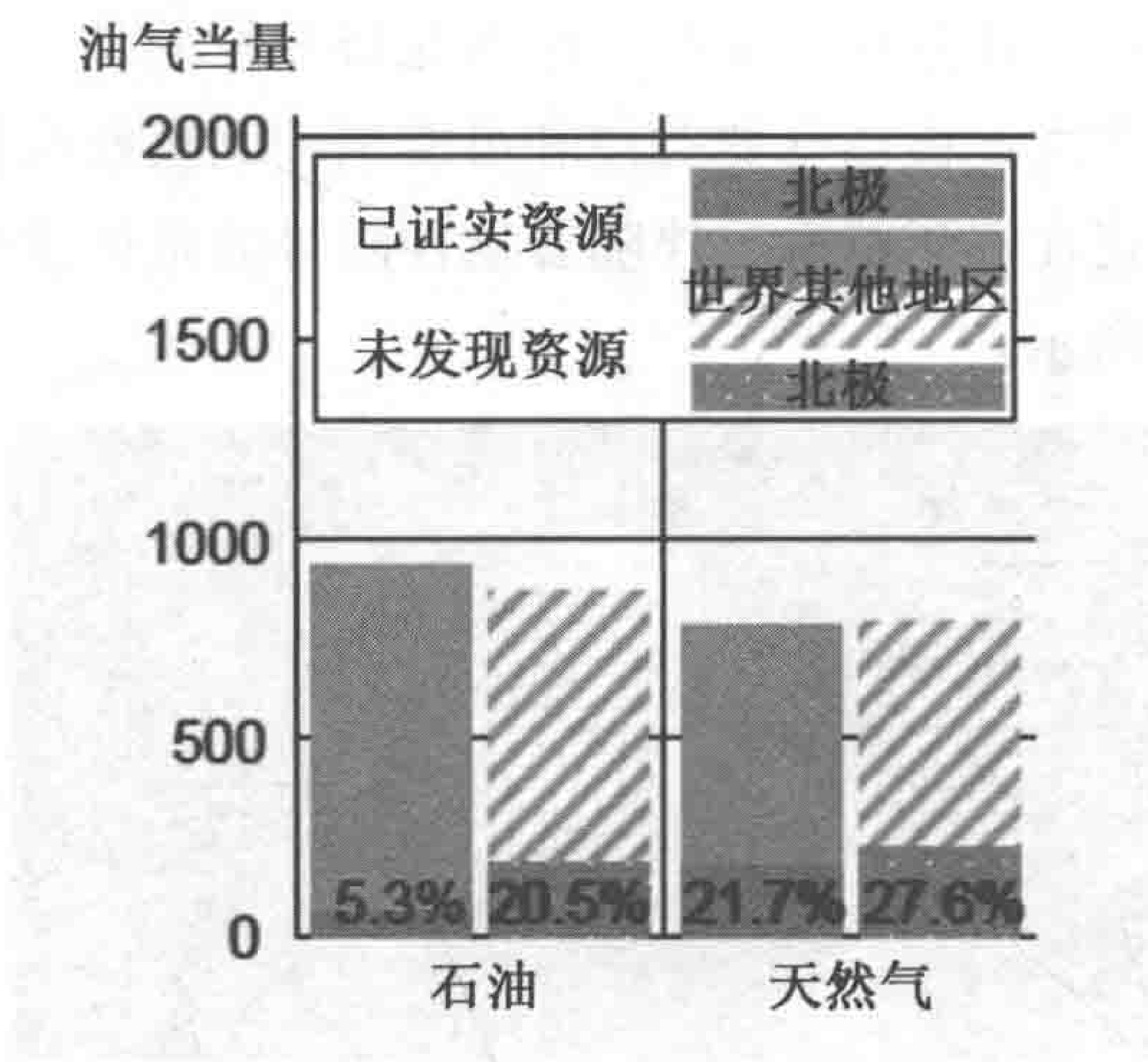


图 12.4　北极油气储量的比例（根据 Kwak 等，2010 重新绘制）

12.2　研究动机
The Research Incentive

为了满足迫切需求，芬兰开展了寒冷地区工程研究。但民用工程和海军建筑的大多数实用方法开始时都是通过不断尝试和失败获得的，研究常常从解决问题开始。此外，基本研究动机更多地来自于现实，因为国际竞争要求提升结构的经济性和安全性。

北极技术研究的首要因素无疑是冬季环境。芬兰周围的冰冻海洋及数千个冰封湖泊为船舶试航和现场冰试验提供了充足的条件。20 世纪 60 年代以来，已经有一百多艘船舶进行了全尺寸试验，以研究冰阻力、推进力、操纵以及船体强度。对小型船舶进行基本试验的成本要比在安装了测量仪器的模型水池中采用比例模

型进行冰模型试验低得多(见图 12.5)。芬兰工程师现场研究冰和霜对实际结构(如桥梁、码头、灯塔和水闸设施) 的作用已经多年。

20 世纪 70 年代前尚未开发出合理的模型试验技术。从一开始，要同时满足几何、运动学和动力学相似性就极为困难，难点在于合理度量冰的特性。现在所有大型项目均采用了现场试验及物理和数学建模。

冷冻室经常被用于材料和结构研究。除了研究低温下的基本力学和物理性能外，冷冻室还被用于动态强度和延性试验、抗冻融试验、磨损试验和建筑材料评估。有些冷冻室的温度可以低至 –60˚C，并且能使温度迅速发生变化。



图 12.5　冰 – 结构相互作用模型试验

12.3　寒冷地区工业设施的发展情况

Industrial Development in Cold Regions

在北纬 60˚ 以上的地区，仅斯堪的纳维亚、俄罗斯科拉半岛地区和阿拉斯加南部有较为完善的工业和民用基础设施。其他地区建造的设施主要集中在一些矿产资源和油气资源附近，以及俄罗斯北海航线上的港口。

而另一方面，据估计世界上未被发现的油气资源约有 30% 位于北极或亚北极地区。这些地区的战略矿产、水电和森林资源也极为丰富。西伯利亚南部的大部分出口货物均需通过北海航线运输。

俄罗斯开采北部地区自然资源的需求在不断增长，未来几年里这种需求在北美的重要性也会日益增加。北极工业产出将随着工业基础设施和运输网络的不断

发展而增长。在21世纪，北纬60度以上地区工业基础设施的发展过程将很可能与斯堪的纳维亚类似。

12.3.1 北极船舶
Arctic Ships

多样化的北极和南极活动，如不断增长的航运和油气开发，需要各种类型和尺寸的船舶。迄今为止，运营经验主要限于护航和科研破冰船、相对较小的货船、沿海油船及散货船（见图12.6）。近期建造的破冰油船载重能力小于10万吨，尽管20世纪70年代以来已经建造过更大尺寸的油船、液化天然气船和散货船。商业资源开发还需要供应船、拖船和专用破冰船。政府部门为了执法和提供应急响应，也需要具备随时出现在所有商业开发地区和航运沿线的能力。满足这些要求需要多种不同类型的船舶。此类船舶应设计为能够在各种冰条件和气候下运行，并且有些船东希望全年运行而有些船东选择季节性运行。根据运行的特定地理位置和季节，设计冰条件可包括：

（1）开阔水域，偶然有小块较薄浮冰。

（2）第一年冰占5%~100%，厚度从几厘米至两米。

（3）密实的第一年冰，有较大的冰压脊和冰筏。

（4）较厚的多年冰，有风化固结的冰压脊。

（5）其他可能的运行条件包括开阔水域，偶然有较大的冰况，例如冰山、大冰块、冰岩或浮冰。

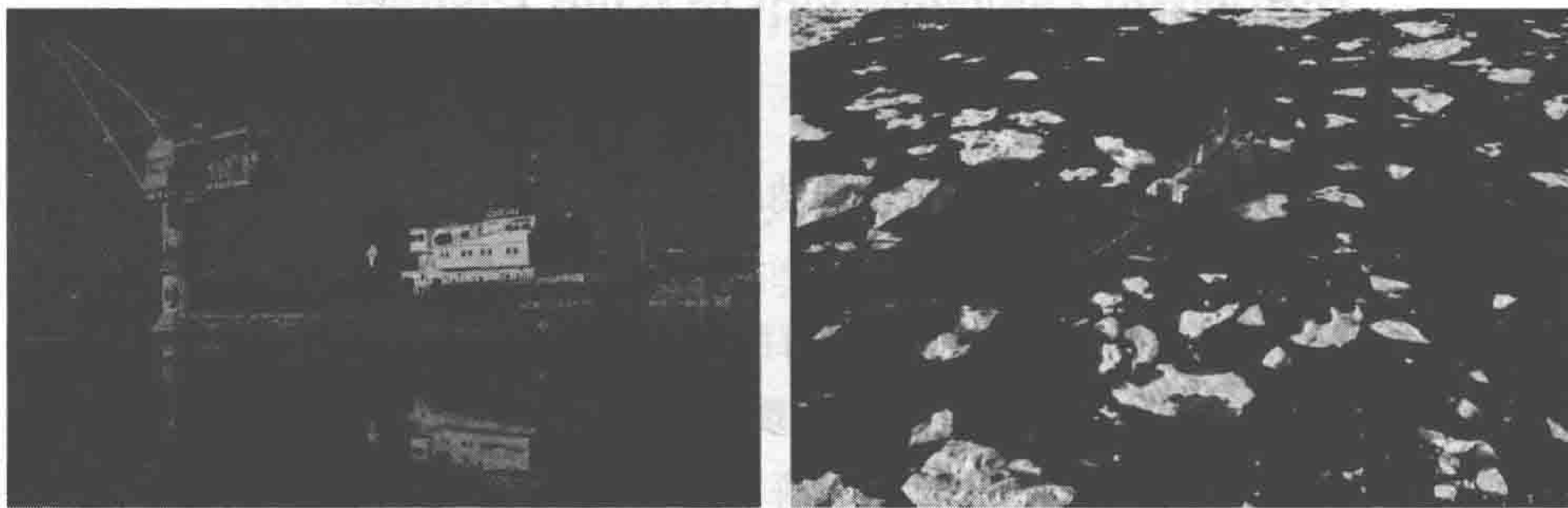


图12.6　一些北极船舶类型

12.3.2　离岸结构
Offshore Structures

根据 Novitsky 等人（2009），离岸结构可大致分为固定式和移动式。基于不同标准，每种类型还可细分，例如根据建造材料或稳性支撑类型。根据作业深度，离岸平台可分为 4 种类型：浅水（≤30m）、一般深度（30~150m）、深水（150~350m）和超深水（≥350m）。各种类型的离岸结构及其作业深度如图 12.7 所示。从结构角度，离岸平台可分为固定于海床或浮式两种，浮式平台通常在水深较大的地区作业。

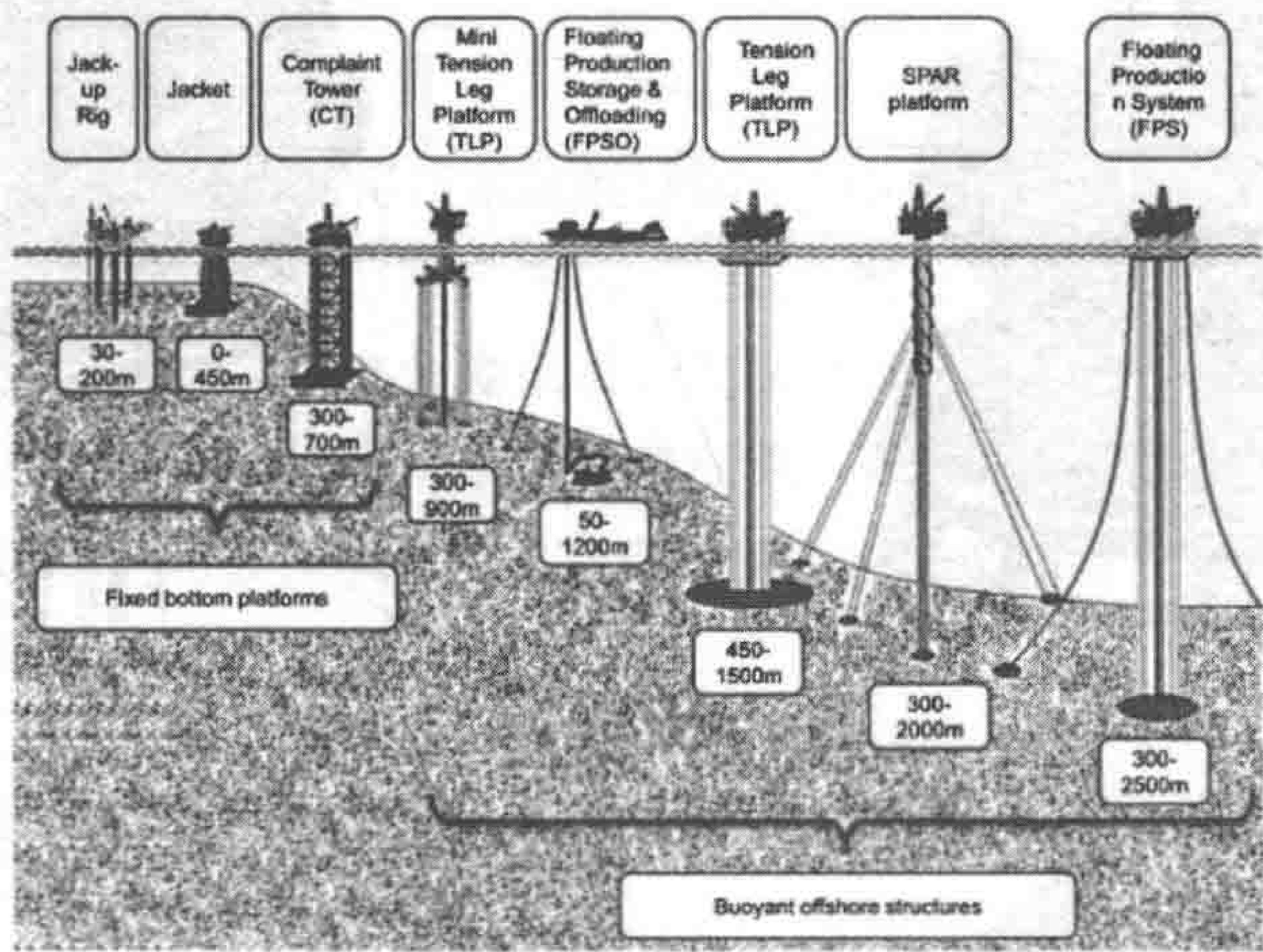


图 12.7　根据水深分类的各种离岸结构

20 世纪 60 年代至 80 年代，加拿大和阿拉斯加进行了大量海上勘探活动。1983 年，特殊设计的钻井平台“库鲁克”号投入运营，该钻井平台可在一定厚度的冰层中进行钻井作业，采用导管架井口平台和自升式生产系统在约 50m 水深处开采油气。沿着加拿大东部海岸的爱尔兰油田、特拉诺瓦油田和白罗斯油田采用了坐底式“抗冰山碰撞”生产设施或能够断开连接的浮式生产储卸装置，在受到冰山威胁时可以改变位置。在俄罗斯北极地区，油气开采活动主要位于岸上。瓦兰迪油田的海上储油设施位于离海岸约 21km 水深 17.5m 处，石油由具有破冰能力的穿梭油船装运。普里拉兹洛姆内油田采用了正方形抗冰重力式平台（Velikhov 等，2010），这种创新平台由北德文斯克的北方造船厂建造，拖带

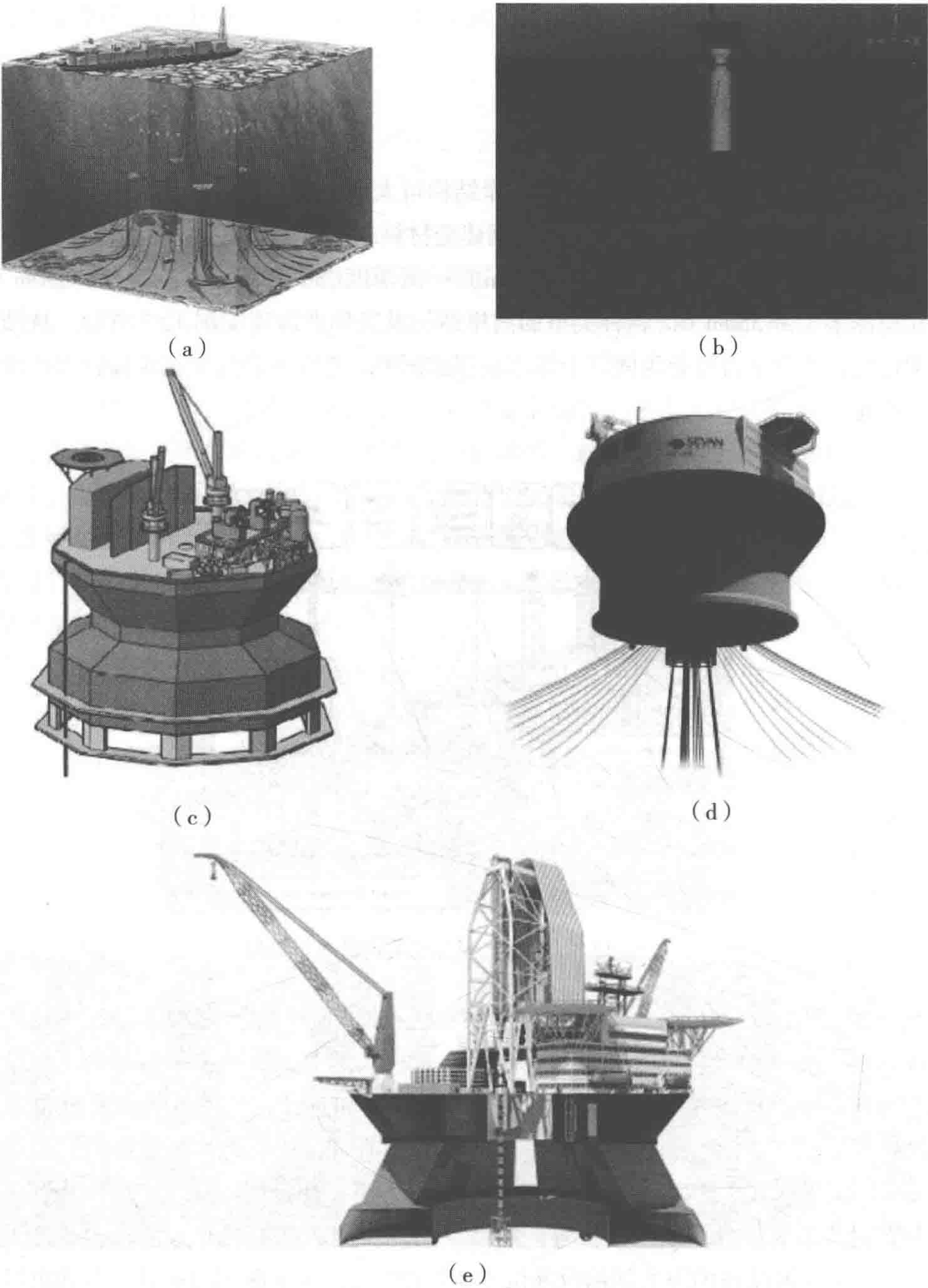


图 12.8　北极浮式结构的一些推荐概念

(a) 什托克曼油田　(b) 可断开连接的 Spar 平台　(c) 圆形浮式生产储卸装置
(d) 另外一种圆形浮式生产储卸装置　(e) 圆形海上移动式钻井平台

到油田并压载下降至海床上。该平台将钻井、生产、储存和卸油功能全部整合在了一起。

ISO 19906 标准为设计北极离岸结构提供了基础，但必须遵循船级社的设计标准对设计进行深化。还需在冬季冰海环境和夏季开阔水域环境之间取得平衡，如图 12.8 所示（Marechal 等，2011、Sablok 等，2011、Srinivasan 等，2011、Dalane 等，2009 和 Bereznitski 等，2011）。

12.4　北极海洋技术发展计划 The Arctic Offshore Technology Program

当芬兰贸易和工业部开始将技术发展计划作为工业政策的组成部分时，选择北极海上技术作为研发重点是非常自然的。在这个技术高度专业化的领域，芬兰已经确立了强大的地位。从战略角度来看，发展北部地区的工业势在必行。二战以来，芬兰工业在输出北极技术上令人印象深刻，可以预见技术输出还将持续。在过去十年里，国际上北极技术的发展非常迅猛。为了确保芬兰工业保持竞争力，致力于提高北极海上技术是至关重要的。

12.4.1　三大关注领域 Three Areas of Focus

被称为“开发北极海上技术”的技术发展计划由 18 个研究项目组成，关注 3 个基本领域：

（1）结构（船舶或固定式结构）与冰的相互作用。

（2）施工材料技术。

（3）北极开发的支持功能。

学术和政府研究组织以及行业发起了这些项目，研究提议经过严格审查和选择。合格提议的要素包括：

（1）拟研究问题的相关性和重要性。

（2）在分配固定资金的情况下取得重要成果的可能性。

（3）行业重视和关注的证据。

（4）与更大范围的国家问题或历史问题的密切关系。

产品开发工作通常可为需要进行新基础研究的领域提供指南。因而初始开发工作主要针对重金属、施工、建筑材料和石油业。

12.4.2 环境和气候变化 Environment and Climate Change

根据美国国家冰雪数据中心提供的数据，北极的海冰范围每十年减少 3.5%。尤其是 2007 年夏季，北极冰帽的面积为 $4.2 \times 10^6 km^2$，创下了最低纪录（比 2005 年 9 月的最高纪录减少了 23%）。有些研究估计几十年内，在北极夏季冰层将完全消失（Wang 等，2009）。一些报告也表明冰层范围的变化速度在加快。

现场测量发现北极冰层的厚度减小了（Rothrock 等，1999）。大量年代较老的终年冰被观察到从弗拉姆海峡漂流出北极（Rigor 等，2004）。这些环境变化可能导致需要重新评估作为结构设计基础的冰载荷。最大冰载荷的测量结果表明其长期趋势是逐渐减小的，但到目前为止，据此对冰载荷的可能变化情况进行的研究还非常少（Matsuzawa 等，2010）。冰层融化增加了冰山碰撞的可能性（Hill B. T. 2006），但现有设计规范或安全规程尚未予以充分说明。

12.4.3 适用于北极地区的材料 Materials for Arctic Regions

针对北极和亚北极设计的许多钢和混凝土结构均需承载冰产生的较大侧向作用力，并将这些力传递至基础土体中。在北极环境中，传统钢材所面临的最大问题是特定温度下的脆性断裂行为，这种现象已经造成了许多严重事故。北极作业所用的钢材在低温下必须保持延性。因而在选择特定钢号前，应对钢材的这个特性进行仔细而全面的检查。

工程方案的成功在很大程度上取决于所选择的材料（见表 12.1）。在北极环境中，材料需满足不同的标准，包括（Odessky P. D. 2006 和 Gorynin 等，2007）：

（1）低温韧度（低至 −60℃）。

（2）屈服强度要求（235 ~ 690 MPa）。

（3）材料各维度上均各向同性。

（4）抗脆性断裂的能力。

（5）合理的焊接能力，无需焊前和焊后热处理（或所需预热温度较低）。

（6）防腐性能良好，适用于海洋应用。

（7）根据运行参数抵御静态和动态风和波浪载荷的能力。

（8）强度较高，以减少结构的重量。

（9）具有合理的延伸率，使施工工作可以在较大温度范围内进行。

现代耐冷钢发展有 3 个主要趋势（Gorynin 等，2007）：

（1）提高已经开发并使用的材料的质量。

（2）开发新钢号，包括高强度、提高焊接能力及其他有用特性。

（3）改进钢材的生产工艺，以提高质量降低成本。

北极地区油气生产业的持续升温也促进了这些趋势。此外，如上文所述北极地区拥有风力发电机运行的理想条件，风力发电机可以安装在海上。

表 12.1　北极结构使用的一些材料

钢号	使用温度 /℃	焊接性	应用	屈服强度 /MPa	*KCU*/（J/cm^2）（-40℃-70℃）
CT3	-50	+	无较大载荷的施工	450	≥ 5
20	-30-40	++	框架、容器、管道	400	n/a
45	-50	+/-	管道、螺帽、螺栓	400	n/a
09 Г 2V	-70	+	钢结构	300	≥ 30
10 Г 2	-70	++	金属板结构	420	150
16 Г C	-70	+	管道、焊接结构	480	≥ 25
14 Г 2A ф	-50	+/-	容器	530	n/a
18 Г 2 ф	-30-60	+/-	钢结构	440	29
20X	-50	+/-	磨损应用、管道	800	150
40XH	-60	-	重承载结构、齿轮	800	≥ 40
30XH2M ф A	-70-196	+/-	重要部件	950	160
38XH3M ф A	-70	-	重要部件、转子	850	≥ 60
10XCH д	-70	++	造船、船体	600	≥ 35
12XH3A	-60-125	+/-	轴、管道	800	≥ 70
12X2H4A	-60	n/a	大型部件	930	91

12.5 主要成果 Highlights

TEKES 发展计划涵盖范围较广，能够立即应用的成果不多，但项目报告和出版物中展现出的丰富新知识是对海洋和机械工程领域的重要补充。

有些情况下，完成技术发展计划后仍然需要继续对数据进行分析。一些成果的真正价值有望在将来的产品开发和实际应用中得到体现。以下将对典型项目进行介绍。

12.5.1 平整冰层内的滑动机械阻力 Sliding Mechanical Resistance in Flat Ice

所有抗冰部件均受到机械摩擦力的影响。冰模型试验得到的阻力预测值对模型所用的摩擦系数非常敏感，而摩擦系数的测量值需取决于试验方法和法向力。通过改进船体涂层以减小摩擦力显然可以降低船舶的破冰阻力。

数值模型包括漂浮冰梁的边缘破碎和弯曲以及冰层运动和船舶前进所产生的势流。对边界距离较远的完全势流进行仿真是个复杂过程，需包含带出水的质量。还应考虑到挠曲冰层上方的空气流通情况。对整个过程进行数值分析，然后进行计算，直至破裂的板单元由弯曲变为平坦。板的转动可通过欧拉 - 拉格朗日公式和时变坐标映射予以描述。时间积分采用亚当斯 - 莫尔顿预估 - 校正法。目前，通过普通计算机将分析扩展到三维尚不可行。

试验结果和计算结果的比较证明了校正效果良好。最大作用力与速度密切相关，但平均作用力并不与速度密切相关。

12.5.2 固定式结构的冰力 Ice Forces on Fixed Structures

许多冰事件均与固定式离岸结构设计相关（见图 12.9）。可能危及结构整体

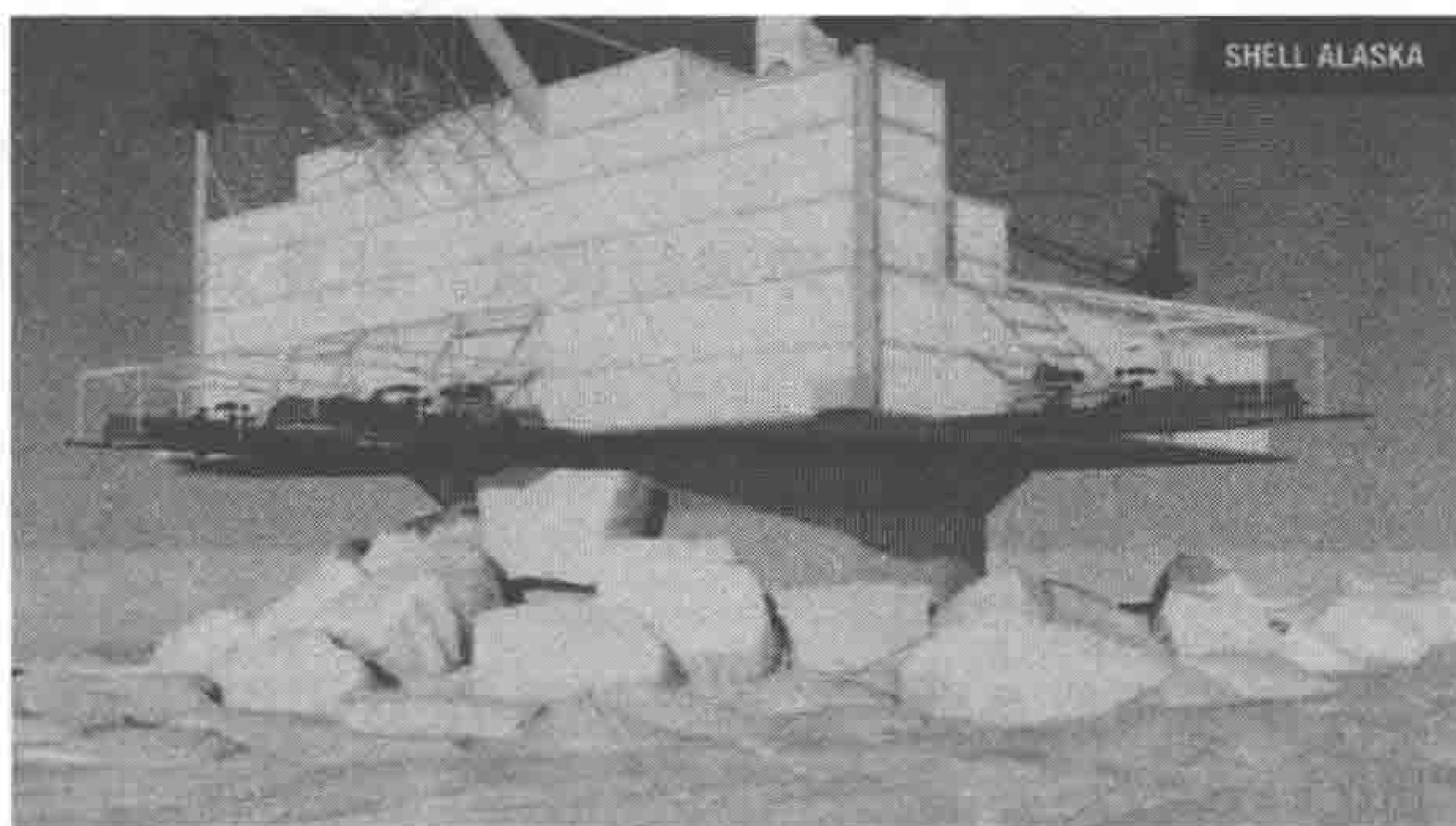


图 12.9　固定式结构的冰力

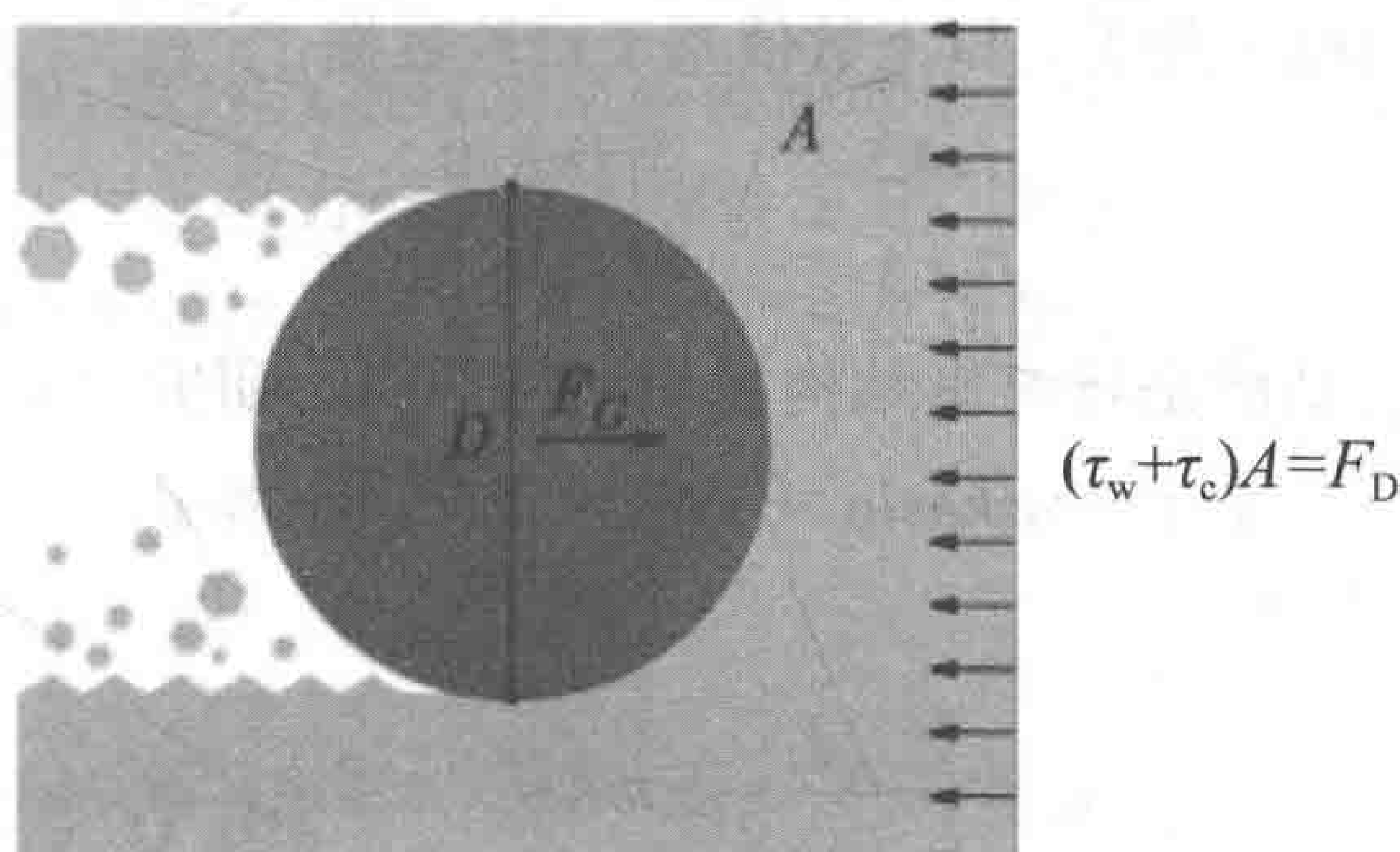


图 12.10　风和海流应力作用下离岸结构的横截面

稳性或适用性的事件最为重要，这些事件主要取决于局部冰环境和结构类型。

圆锥形曾被提出用于离岸结构，如覆盖冰层海域的石油平台。与垂直圆柱形相比，理论上这种形状可大幅降低冰载荷。但动态冰条件下此类结构的使用经验几乎为零。因为存在涉及碎石、冻结和撞击冰脊的附加效应问题，所以仅有模型试验并不可靠。保守设计所作的假定会消除圆锥形的固有优点。

冰需要水平力才能运动。所施加的作用力包括两部分：风应力 (τ_w) 和海流应力 (τ_c)。在风和海流的作用下，漂浮冰层开始移动。漂移速度与冰层移动时的阻力有关，如图 12.10 所示（Bjerkås M, 2006）。

根据 Bjerkås M，纪录冰作用的方法有 6 种：

（1）界面法。

（2）铰接梁。

（3）结构响应。

（4）追算。

（5）牛顿第二定律。

（6）冰应力测量。

就冰载荷而言，建议针对冰破碎进行设计。计算如下（引自 API Bulletin 2N）：

$$F_h = IK\sigma_c Dh \qquad (12.1)$$

式中：

F_h 为水平冰力；I 为压痕系数；K 为接触系数；σ_c 为冰的无约束耐压强度；D 为与冰接触的结构的直径或宽度；h 为冰的厚度。

式（12.1）最早通过塑性极限分析得到（Hill 1950; Michel 1978）。压痕系数与结构的宽高比（D/h）相关，以下数值基于试验数据：

$$I=4.5 \quad 当 D/h=0 \qquad (12.2)$$

$$I=4.3 \quad 当 D/h>2 \qquad (12.3)$$

极限应力法的基础是将离岸结构视为刚性压头，研究其对冰层的贯入情况（Wong 等 , 1988）。基于 Korzhavin （1962）的工作，Neil （1976）提出了冰作用于桥墩的半经验公式：

$$\sigma_e = \frac{I}{(v/v_0)^{1/3}} mK\sigma_c \qquad (12.4)$$

式中：

σ_e 为有效冰压力 (MPa)；I 为半经验压痕系数 =2.5（若 b/D >15）；b 为冰层宽度 (m)；D 为结构宽度 (m)；m 为形状系数 = 1（若为平坦长方形）；K 为接触系数 = 0.4~1.0，σ_c 为无约束耐压强度 (MPa)，v 为冰的速度 (m/s)；v_0 为参考速度 =1.0 m/s。

更通用的方法是在定义冰的耐压强度时包含速度效应：

$$\sigma_e = IMK\sigma_c \qquad (12.5)$$

12.5.3 北极离岸结构中混凝土的耐久性 Concrete Durability in Arctic Offshore Structures

北极离岸结构会承受严重的机械、物理和化学侵蚀，尤其是在水线附近。冰磨蚀是北极的独特现象，但关于冰磨蚀对混凝土结构产生损伤的信息非常少。芬兰的灯塔在动态冰环境中已经屹立了 20 多年，许多灯塔在平均水平面略下位置出现严重退化。但是很难区分霜导致的冰磨蚀损伤。并且因为缺少每座灯塔附近冰的移动量和方向信息，所以无法将这种不完整的依据外推应用到新的冰环境以

及混凝土技术大幅改进的新结构。在暴露于海水和冻融循环的联合作用下，不同混凝土的抗磨蚀能力差别很大。

12.6　结论
Conclusion

在恶劣冰况下运送昂贵重要物资的需求不断增长，芬兰已经证明完全有能力设计新一代船舶。技术发展计划所取得的成果表明船舶将更轻、结构更坚固、推进系统更高效、船体阻力更小且操纵性更好。即便延伸应用到更大吨位的船舶，该计划打下的坚实技术基础和开发的改良建模工具也可以使原型风险降至最低。

12.7　参考文献
References

[1] Wang, M. and Overland, J. E. (2009). A sea ice free summer Arctic within 30 years. Geo-physical Research Letters.

[2] Rothrock, D.A., Yu, Y. and Maykut, G.A. (1999). Thinning of the Arctic sea-ice cover, Geo-physical Research Letters, 26, 23, 3469-3472.

[3] Rigor, I.G. and Wallace, J.M., (2004). Variations in the age of arctic sea ice and Summer Sea ice extent, Geophysical Research Letters, 31.

[4] Matsuzawa, T., Takimoto, T., Shimoda, H. and Wako, D. (2010). Five-year observations of ship hull ice load in the southern sea of Okhotsk, 20th IAHR International Symposium on Ice.

[5] Hill, B.T. (2006). Ship Iceberg Collision Database, National Research Council of Canada.

[6] Kwak M., Choi J., Park S. and Kang J. (2010). Strength assessment for bow

structure of Arctic tanker (107K) under ship-ice interaction, Journal of Offshore and Polar Engineering.

[7] Velikhov, E.P., Kuznetsov, V.P., Makarov, V.I., Mikhailichenko, V.V., Lavkovskiy, S.A. and Glumov, I.F. (2010). What' s Going on in the Russian Arctic, ICETECH, Anchorage, Alaska.

[8] Marechal, G. Le, Anslot, P., Mravak, Z., Liferov, P. and Guennec, S. Le (2011). Design of a floating platform hull for arctic conditions in the Barents Sea, Arctic Technology Conference, Houston, TX, February.

[9] Sablok, A., Ramachandran, M. and Kim, J.W. (2011). Disconnectable arctic spar, Arctic Technology Conference, Houston, TX, February.

[10] Srinivasan, N. and Sreedhar, M.S. (2011). Circular FPSO for arctic deep water, Arctic Technology Conference, Houston, TX, February.

[11] Dalane, O., Aksnes, V., Aarsnes, J.V. (2009). A moored arctic floater in first-year sea ice ridges, 28th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Holululu, HI, 31 May-5 June.

[12] Bereznitski, A. and Roodenburg, D. (2011). JBF Arctic - A mobile offshore drilling unit with high performance in ice covered waters and in open seas, Offshore Technology Conference.

[13] Freitag D. R. and McFadden T. T. (1997). Introduction to cold regions engineering. ASCE Publications, p.2, 110.

[14] Brown J., Ferrians Jr O.J., Heginbottom J.A., and Melnikov E.S. (1998). revised February 2001. Circum-Arctic map of permafrost and ground-ice conditions. Boulder, CO: National Snow and Ice Data Center/World Data Center for Glaciology. Digital Media.

[15] Arctic Oil and Natural Gas Resources (2011): United States Energy Information Administration, www.eia.doe.gov. December.

[16] Novitsky I. G., Portnoy A. S., Razuvaev V. N. (2009). Design of offshore platforms. Requirements of standards. [in Russian] SPBGMTY, pp. 8-10, 48-54, 72-75,112-113.

[17] Odessky P.D. (2006). Microalloying of steels for the North and unique metal structures. [in Russian] Moscow: Intermet Engineering, p.28.

[18] Gorynin V., Malushevskiy P. (2007). Creating and introducing of new materials. [in Russian], Morskoy vestnik, no. 3(6), p. 74-77.

[19] Kobe steel, Meeting the requirements of 610 MPa high tensile strength steel and low temperature service, KOBELCO welding today, no. 14, 2011, p.1.

[20] Hill, R. (1950). The mathematical theory of plasticity. Oxford University Press, Oxford, United Kingdom.

[21] Michel, B. (1978). Ice mechanics. Laval University Press, Quebec, Que.

[22] T. T. Wang and D. C. Sego (1988), Design requirement for ice forces, Canadian Geotechnical Journal, 26(4): 524–535

[23] Korzhavin, K. N. (1962). Action of ice on engineering structures. Translated by United States Joint Publication Research Service for United Stated Army, Cold Regions Research & Engineering Laboratory, 1971.

[24] Neill, C. R. (1976). Dynamic ice forces on piers and piles. An assessment of design guidelines in the light of recent research. Canadian Journal of Civil Engineering, 3: 304–341.

[25] Bjerkås M. Ice actions on offshore structures[D]. Doctoral Thesis. Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway (to be published), 2006.

第13章 离岸结构的极限状态设计

Limit-State Design of Offshore Structures

13.1 极限状态设计
Limit State Design

本节将介绍极限状态设计的概念，以便能够根据以下极限状态进行评估：

ULS：最大极限状态 – 极限强度特性。

FLS：疲劳极限状态 – 疲劳和断裂特性。

SLS：适用极限状态 – 位移和挠度。

ALS：偶然极限状态 – 碰撞、火灾、爆炸、坠落物体等。

通常需根据所有极限状态对结构进行检查，确保最大可能载荷和最小结构抗力之间有足够的安全裕度。

极限状态设计的通用安全格式可表达为

$$S_d \leqslant R_d \tag{13.1}$$

式中：

S_d 为 $\sum S_k \cdot \gamma_f$ 为设计作用效应；

R_d 为 $\sum \dfrac{R_k}{\gamma_m}$ 为设计抗力；

S_k 为 特征作用效应；

R_k 为 特征抗力；

γ_f 为作用（载荷）系数；

γ_m 为材料系数（= 抗力系数的倒数）。

载荷系数和抗力系数均由许多子系数构成，可反映载荷效应和抗力的不确定性和安全性要求。

有限元分析时必须非常谨慎，确保采用了正确的载荷系数和抗力系数，特别是当同时使用几个模型且结果线性叠加时。

分析人员可从海洋领域专用有限元程序中选择相关实施规范。这样就能选择合适的设计公式，并且分析人员在对结果进行后处理前即可确定材料系数。用户通常必须在定义载荷组合前选择载荷系数并确保包含了材料系数。

当采用细网格对局部详细分析建模时，可从较为简化的分析中获取载荷和边界条件，简化分析可能包含载荷系数也可能不包含。因而建议将所有基本载荷及

适用于所考虑极限状态的系数以表格方式列出，通过此表可清楚了解载荷系数是否已包含在基本载荷中。

13.2 最大极限状态设计 Ultimate Limit State Design

规范通常要求结构的最大极限状态符合两个条件，最大极限状态 A 代表正常环境条件下的极限固定载荷，而最大极限状态 B 则代表极限环境条件下的最大固定载荷。

可通过线弹性分析、简化刚塑性分析或弹塑性分析进行结构分析。

13.2.1 避免延性和脆性断裂 Ductility and Brittle Fracture Avoidance

延性失效模式可使结构物按照结构模型对力进行再分配。但无论使用什么分析方法，模型还是无法完全表达力的再分配情况。结构中力的再分配应避免脆性断裂模式或者至少需验证脆性断裂模式的作用力比延性失效模式的作用力大多少。

以下情况应考虑脆性断裂：

- 脆性材料、高局部应力和焊接缺陷共同导致的不稳定断裂；
- 达到极限承载力但仅发生有限塑性变形的构件，其整体性能变脆。

几何形状、断裂韧度、焊接缺陷和应力水平的不利组合会导致不稳定断裂，在厚度较大（即 > 40mm）的钢构件发生变形时这种失效的风险最大。

在以下情况下，钢结构通常能满足延性要求：

- 满足材料韧度要求；
- 避免高局部应力和未检出焊接缺陷共同出现；
- 构件设计为能够发生塑性变形；
- 当变形超出最大承载力时，构件的承载力不会突然降低；
- 避免局部和整体屈曲相互作用。

最大容许缺陷尺寸可基于总应力或应变予以计算，计算设计断裂韧度可采用断裂力学方法。应指出的是在结构的设计寿命内，制造产生的最大未检出缺陷和疲劳加载导致的最大裂缝尺寸均需小于最大容许缺陷尺寸。

13.2.2 板结构 Plated Structures

需考虑的板结构失效模式有：

●板的屈服；

●面内压缩应力和侧向压力导致的细长板屈曲；

●局部集中载荷导致的板屈曲。

板格可能是箱形梁、浮箱、船体或集成甲板的一部分，或仅仅是简单梁构件上的腹板或面板。加筋板格的例子如图 13.1 所示。

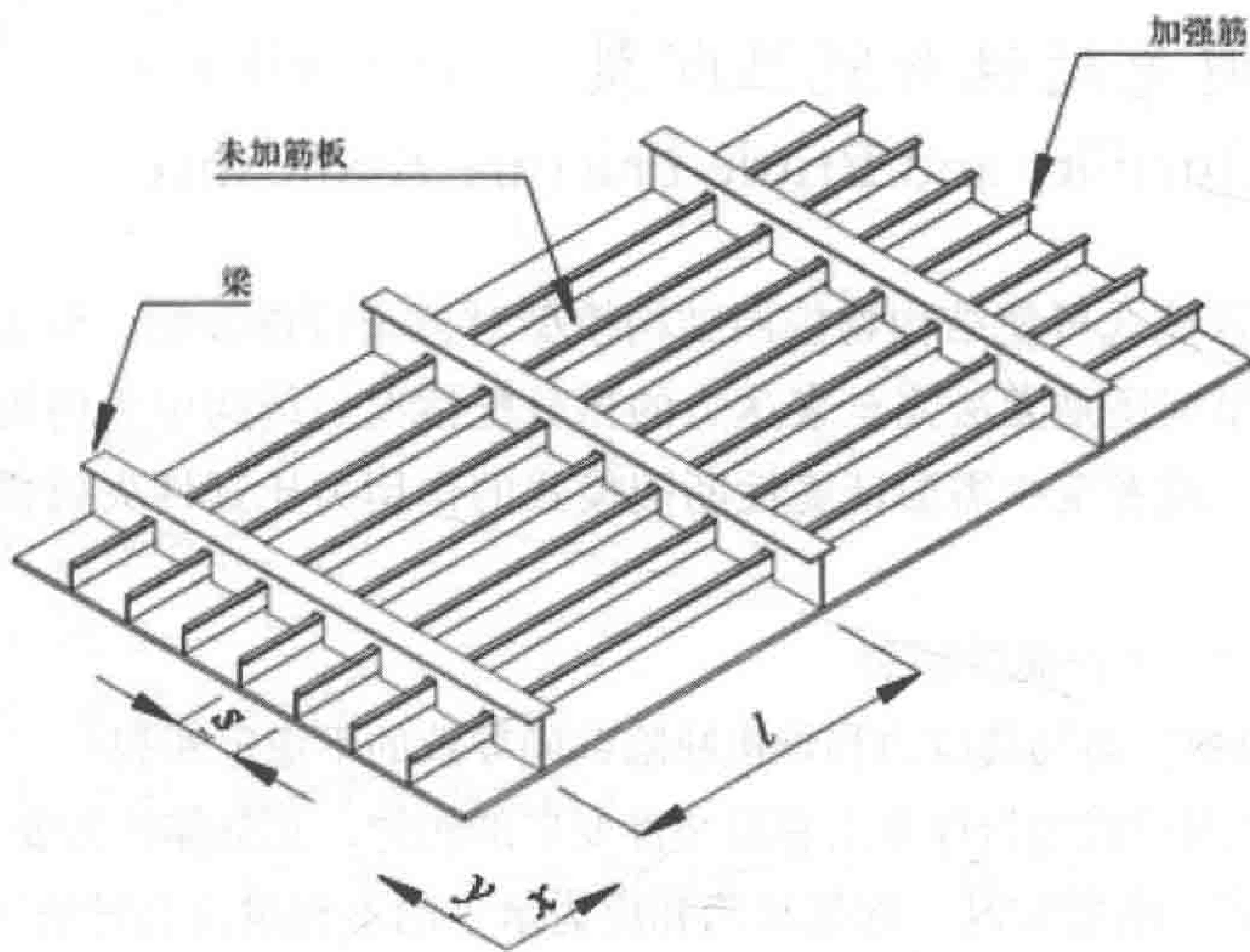


图 13.1　加筋板格 (NTS, 1998)

所有构件均需根据结构的纵向和横向强度直接进行极限强度承载力检查。应检查的构件为所有板和连续加强筋，包括：

●主甲板、底部和内底；

●船侧、船内侧及纵舱壁；

●桁条和纵梁；

●转塔和上部结构的基座；

●横舱壁；

●横向强肋骨。

有限元分析中通常将安装板的区域作为由简单板格单元构成的一个整体。如果板格加筋，则初始评估时可忽略其加强作用，避免将所有构件均包含在评估中，在后续分析中可包含部分或所有加强筋。虽然这是一种有效方法，但加筋板对结构延性的影响不可忽视。此外，如果增加了加强筋，则分析人员应考虑到其对制造和检查的影响。例如可能提出以下问题："通道足以使焊工到达工作区域吗？""焊接类型受到限制吗？（例如只能单边焊接）""焊接构件会导致局部应力集中吗？""焊接后制造检查和运行中检查（如若需要）的可能性如何？"等。

梁上的板截面，即腹板和面板截面或方形截面的壁在有限元程序中被定义为标准截面，可根据合适的规范进行检查而无需额外人工检查。但对于连接构件，则经常需要从有限元分析中获取作用力并用于手工或电子表格计算，确定是否有足够的强度。

对于加筋板格，有限元程序通常在节点处将板格和加强筋居中。因而水平甲板板格上的板将通过加强筋的中心，而不是支撑在加强筋端部，如图 13.1 所示。因为节点基于钢结构顶部（TOS）或钢结构底部（BOS）坐标而不是建模时将使用的板中心线，所以高度可能也存在不太一致的情况。这两种情况下均可对偏差进行建模以得到正确的外观，但计算模型中的应力时一般并不需要这么做。

NORSOK N-004 提供了用于在不同加载条件下对板格屈曲进行检查的实用参考表。就检查而言，建议参考 NORSOK、NS 3472 或 Eurocode 3。下一节介绍的极限值最为实用，可说明什么情况下无需进行屈曲检查。相关内容均列于表 13.1 中。

13.2.3　壳结构 Shell Structures

未加筋和环向加筋圆柱壳会受到轴向力、弯矩和静水压的作用，可设计为管状构件或作为壳结构进行更为精确的分析。

空气中直径厚度比超过 60 的管状截面可能在轴向应力小于材料屈服强度的情况下因局部屈曲而失效。因局部屈曲而失效的构件，其承载力对几何缺陷的敏感度要大于能够通过厚度承受屈曲的构件，因为屈曲导致的局部应力在一定程度上可以进行再分配。与脆性结构相比，此类构件的失效通常与后临界性能下降有关。存在这种情况的结构称为壳。

用于管状构件和连接件的公式可能无法完全涵盖薄壁壳结构，有限元程序利用这些公式处理桁架和梁模型。因而通常不可简单地按照薄壁管状构件对壳进行定义和处理，应该确定并分析更为复杂的有限元网格，特别是包含环向和 / 或纵向加强筋的壳，如图 13.2 所示。

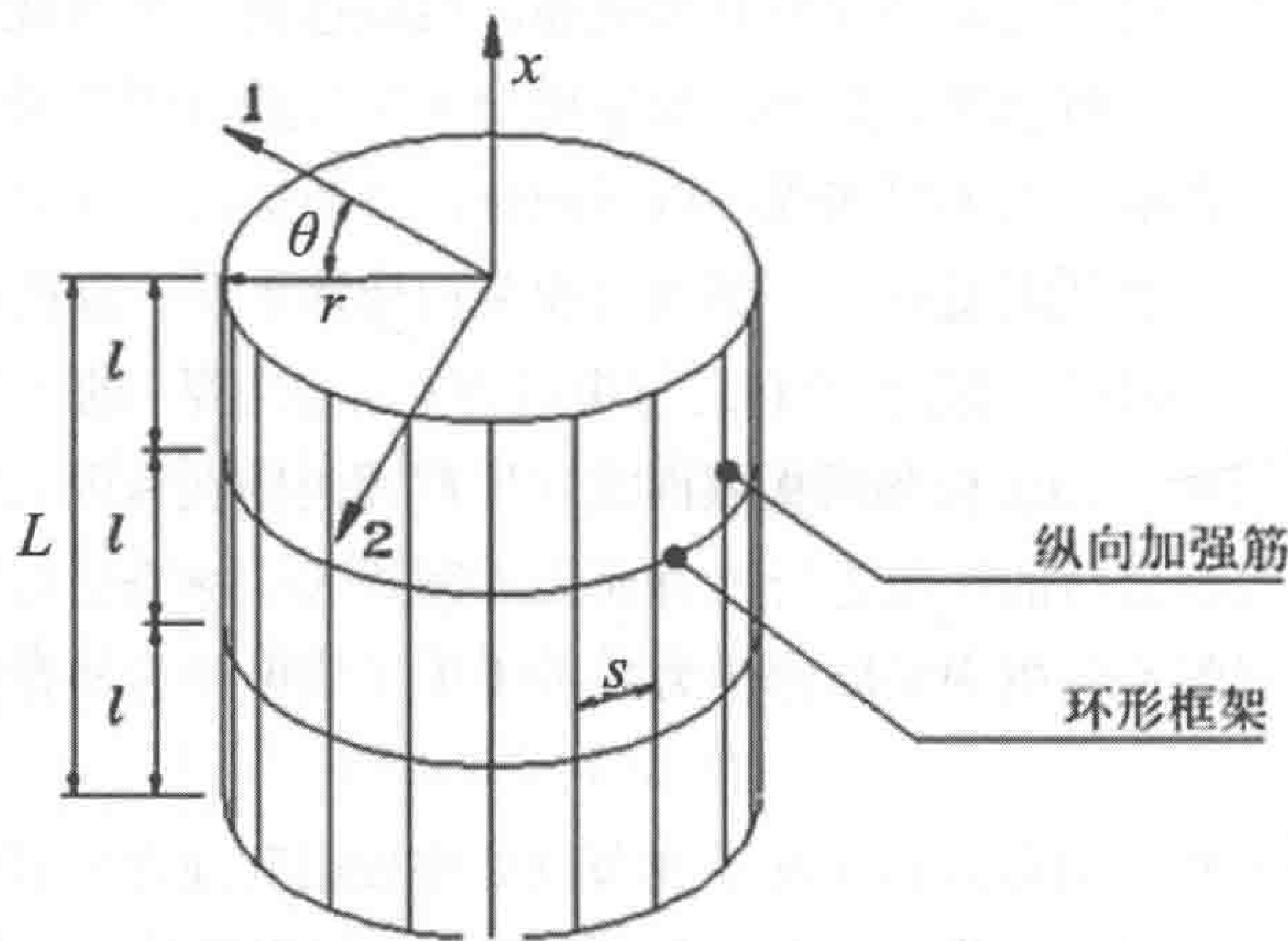


图 13.2　圆柱壳实例

必须根据几种屈曲失效模式确定加筋圆柱壳的尺寸。加筋圆柱壳的失效模式可分类如下：

●壳屈曲：环肋和纵向加强筋之间的壳列板发生屈曲；

●板格加强筋屈曲：壳列板屈曲，包括纵向加强筋，环肋为节点线；

●板格环肋屈曲：壳列板屈曲，包括环肋，纵向加强筋作为节点线；

●总屈曲：壳列板屈曲，包括纵向加强筋和环肋；

●柱屈曲：圆柱体作为柱发生屈曲；

●纵向加强筋和环肋的局部屈曲。

屈曲模式及其与不同柱状几何体的关系如表 13.2 所示，该表引自 NORSOK N–004。

对壳进行有限元分析时必须非常谨慎。通过经验发现，半经验方法要比理论方法更接近实验结果。这是几何缺陷、残余应力及未精确定义边界条件所致。建模时应尽量考虑到实际边界条件、前屈曲边缘干扰、实际几何缺陷、非线性材料特性、残余焊接应力以及热影响区。需注意的是从 API 规范也可以得到相关强度标准，如参考文献中所列出的标准。

表 13.1　板格屈曲检查参考表

说明	载荷	草图	参考规范	极限值
未加筋板	纵向压缩	$\sigma_{x,Sd}$ $\sigma_{x,Sd}$ t s l	NORSOK	$s < l$ 如果 $s/t \leqslant 42\varepsilon$，则无需进行屈曲检查
未加筋板	横向压缩	$\sigma_{y,Sd}$ t s $\sigma_{y,Sd}$ l	NORSOK	$s < l$ 如果 $s/t \leqslant 5.4\varepsilon$，则无需进行屈曲检查
未加筋板	纵向和横向压缩共同作用	t s l	NORSOK	$s < l$ 如果 $s/t \leqslant 5.4\varepsilon$，则无需进行屈曲检查
未加筋板	纵向和横向压缩共同作用	$\sigma_{y,Sd}$ $\sigma_{x,Sd}$ t s τ_{Sd} l	NORSOK	$s < l$ 如果 $s/t \leqslant 5.4\varepsilon$ 则无需进行屈曲检查
未加筋板	纯弯曲和剪切	τ_{Sd} $\sigma_{x,Sd}$ s t l	NS 3472 或 Eurocode 3	
未加筋板	集中载荷		NS 3472 或 Eurocode 3	
未加筋板	均布横向荷载、面内法向应力和剪应力	$\sigma_{y,Sd}$ τ_{Sd} $\sigma_{x,Sd}$ P_{Sd} s t	NORSOK	$s < l$ 如果 $s/t \leqslant 5.4\varepsilon$，则无需进行屈曲检查

（续表）

说明	载荷	草图	参考规范	极限值
突起面板	纵向压缩		NS 3472 或 Eurocode 3	如果 $b/t_f \leq 15\varepsilon$，突起面板无需进行屈曲检查
横向加筋板格	弯矩和剪切		NS 3472 或 Eurocode 3	
纵向加筋板格	纵向和横向压缩结合剪切和横向载荷		NORSOK	

$$\varepsilon = \sqrt{235/\sigma_y}\text{，}\sigma_y \text{单位为 N/mm}^2$$

表 13.2　不同类型圆柱体的屈曲模式（NTS, 1998）

屈曲模式	结构的几何类型		
	环向加筋（径向未加筋）	纵向加筋	正交加筋
壳屈曲			
板格加强筋屈曲			
板格环肋屈曲			

（续表）

屈曲模式	结构的几何类型		
	环向加筋（径向未加筋）	纵向加筋	正交加筋
总屈曲			
柱屈曲			

13.3　疲劳极限状态设计 Fatigue Limit State Design

13.3.1　简介 Introduction

海洋结构会受到大量循环载荷的作用（如暴风、波浪和海流）。这些循环加载在结构中产生循环应变。如果应变足够大，则疲劳退化可导致构件的强度、刚度和承载力降低。

大多数疲劳问题均与缺陷相关，缺陷是在设计制造和安装（如焊接较差、构件装配不当等）或作业（例如腐蚀损伤、坠落物体损伤等）过程中产生的。因而疲劳可靠性设计的主要问题之一是结构生命周期内的质量保证和控制（检查、维护和修理）。

疲劳可靠性设计的重点通常放在构件上，特别是连接件。这是“抵御”疲劳

的第一道防线。在局部构件和连接件上会出现较大或主要的应力 - 应变集中区域。但由于预测循环应变过程和疲劳强度存在很大的不确定性，构件的高疲劳可靠性极难达到。

结构坚固性或结构系统能够承受缺陷而不显著降低其适用性或最大极限状态特性的能力是抵御疲劳的第二道防线。必须充分利用结构的有效冗余、延性和承载力。

抵御疲劳的第三道防线是检查、维护和修理（IMR）。检查可发现预料之外的裂缝和缺陷并验证设计目标。维护有助于保护结构，使其能够完成预定目的。修理策略旨在使工程师关注将来出现损伤和缺陷后恢复系统承载力的必要性。

大部分海洋结构的已有经验表明，尽管工程师针对疲劳失效进行了充分设计，但仍然会出现显著意外，例如使用高强度钢但忽略了特定加载类型和应力集中区域的结构。不可认为屈服强度会按比例随疲劳强度增加。

13.3.2 疲劳分析 Fatigue Analysis

工程应用中的疲劳分析方法基本上可以分为以下几种类型：

- 基于 *S–N* 的疲劳分析方法；
- 局部应力或应变方法，除总应力集中外，计算还需包含局部缺口效应；
- 断裂力学方法，可为结构中裂缝的影响留出余量。

这些方法在疲劳设计和评估中得到了良好应用。但疲劳极限状态设计仍然是结构设计、评估或再评估中最困难的问题之一。对于海洋结构，腐蚀环境增加了复杂性。与疲劳问题相关的主要困难涉及：

- 在微观和宏观层面，对一些基本现象缺乏了解；
- 对于影响结构疲劳寿命的参数缺乏准确信息。

通过分析海洋结构来进行显式总体疲劳设计是一个复杂过程。海洋结构中的循环应力主要是由海洋环境产生的。因而疲劳评估需要描述结构在其预计工作寿命内可能会遇到的海洋环境或海况序列。然后计算船舶运动、波浪压力、应力传递函数以及潜在裂缝位置（热点）处疲劳应力的合力（通常表达为各种应力范围的循环数）。为了说明海洋结构连接件的疲劳耐久性，可选择基于 *S–N* 曲线的实验数据或使用断裂力学模型。随后利用此需求和承载力信息通过累积损伤处理（一般采用 Palmgren–Miner 假设）或临界裂缝尺寸来计算疲劳寿命。这个过程可概述为：

●提取海洋环境的特征；
●水动力响应分析；
●结构分析；
●应力传递函数；
●应力集中系数；
●热点应力传递函数；
●长期应力范围；
●选择 S–N 曲线；
●疲劳分析和设计；
●疲劳可靠性分析；
●检查、维护和修理计划。

提取海洋环境的特征：海洋环境可由各种海况出现的次数来表达，每种海况均通过一组波浪谱予以定义。两参数（有效波高和零上切波率）波浪散布图可用于表达海况的特征。所有海况谱均根据特定模型予以定义，例如 Pierson-Moskowitz 关系。海洋环境特征中包含了波浪方向概率。

水动力响应分析：一旦选择了具有合适频率、高度和方向的波浪，即可针对每种波浪条件计算结构加载的水动力响应。

结构分析：进行整体结构分析以确定施加于局部结构的载荷（作为波浪频率函数的单位波幅载荷传递函数）。进行局部结构分析以确定构件各热点处单位载荷的应力传递函数。

应力传递函数：作为波浪频率函数的单位波幅载荷传递函数乘以单位载荷的应力传递函数。

应力集中系数：疲劳评估需考虑几何应力集中系数。就疲劳筛选分析而言，应力集中系数的上限可假定为 3.0。对于详细疲劳分析，则需使用参量方程或细网格有限元分析（FEA）来确定应力集中系数。

热点应力传递函数：应力传递函数乘以应力集中系数可确定热点应力传递函数。

长期应力范围：根据波浪谱、波浪散布图和单位波幅热点应力响应可确定长期应力范围。方法是将各海况的波幅谱纵坐标乘以热点应力传递函数坐座标的平方以确定应力谱。应力范围分布假定符合 Rayleigh 分布，则可通过各海况所有不同波浪方向的短期 Rayleigh 分布确定长期应力范围。

选择 S–N 曲线：对于分析中考虑的各关键位置，需基于结构几何外形、施加载荷和焊接质量等确定 S–N 曲线。

疲劳分析和设计：可进行几种层次的疲劳分析，包括：

- 疲劳筛选；
- 详细分析；
- 焊接改进的重新分析；
- 设计改进的重新分析。

疲劳可靠性：各早期阶段均涉及相当大的不确定性，存在许多相互关联的复杂不确定性和变化因素。疲劳可靠性分析的主要目的在于合理组织这些因素，对其进行量化评估以确定在特定设计分析框架内应采用什么安全系数（或可靠性水平）。

检查、维护和修理：就与时间相关的疲劳可靠性分析而言，应针对可接受的疲劳耐久性制定基于合理风险 / 可靠性的检查、维护和修理计划，尽量降低生命周期成本。

13.3.3 疲劳设计 Fatigue Design

重要构件（连接件）的抗疲劳性可用 *S–N* 曲线予以表达。*S–N* 曲线来自实验室试验，试验中对试样进行循环加载直至其最终出现断裂。

谱方法是通过分析工具进行疲劳设计的最重要方法，而 Weibull 方法则是简化疲劳分析工具，这些方法将在本书第三篇详细介绍。

疲劳耐久性是生命周期问题。要实现疲劳耐久性必须做到：

通过结构系统及其构件的良好工程质量尽量减小应力 - 应变集中区域（应力集中）和循环应力 - 应变，这要求在概念 - 开发 - 设计阶段具有较高水平的工程质量保证（QA）。

通过较好的实用材料及制造规范和实践尽量减少缺陷（安装不当、劣质材料、孔隙空洞等），这要求制定计划和规范及施工（涉及材料选择、制造、运输和安装）过程中具有较高水平的质量保证。此外，作业过程中为了合理维护系统也需要类似的质量保证程序。

通过选择优质材料、较好的制造实践和工程设计（例如止裂器、损伤定位器和可修理构件等）尽量减少局部构件的退化，这要求了解疲劳退化何时发生并采取所有合理的预防措施来限制其发展和影响。注意质量保证起着重要作用，尤其是在作业过程中发现疲劳退化（预警作用）。

需尽量减少系统层面的退化，这样当出现局部疲劳退化时就不会对系统正常运行造成较大影响。良好的疲劳设计要求系统具有坚固性（冗余、延性和承载力）和质量保证。减少潜在疲劳影响的另外一种策略是通过检查和监测发现整体系统退化。

循环应变、材料特性、工程设计、规范和生命周期质量保证（检查和监测）均是疲劳方程的组成部分。这就是“可靠设计”的工程学方程：疲劳可能会出现，但结构能继续发挥作用直至疲劳现象被发现并进行修理。

另外一种是“安全寿命设计”：不会发生显著退化且无需修理。对于许多寿命较长的海洋结构或这些结构的构件而言，安全寿命设计较难实现。这是因为疲劳设计和分析中存在极大的不确定性。安全寿命设计曾经是大部分海洋系统疲劳设计的传统方法。海洋结构遇到的疲劳开裂问题以及检查所有类型海洋结构均极为困难使真正实现安全寿命设计需要非常大的安全系数。基于这个原因，如若可能就应采用可靠设计。因为检查海洋结构极为困难且无法发现疲劳损伤的可能性较大，所以通常不可认为检查能提供保证疲劳耐久性所需的支持或防护。

13.4　参考文献 References

[1] NTS (1998), NORSOK N-004, Design of Steel Structures, Norwegian Technology Standards Institution, (available from: www.nts.no/norsok).

[2] API (2001), API RP 2A WSD, Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms – Working Stress Design, American Petroleum Institute, Latest Edition.

[3] API (1993), API RP 2A LRFD – Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms –Load and Resistance Factor design, First Edition. 1993.

[4] API (2001), API RP 2FPS, Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Floating Production Systems, First Edition.

[5] API (1997), API RP 2T – Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Tension Leg Platforms, Second Edition.

[6] ISO Codes for Design of Offshore Structures (being drafted).

第 14 章　船舶振动和噪声控制

Ship Vibration and Noise Control

14.1 概述 General

当船舶受到冲击载荷作用时，例如锚突然停止下沉，除了会导致刚体运动外，还将产生弹性振动。有些振动只能在局部观察到，有些则在整个船体都可以观察到。后者通常在自由梁中出现，被称为“梁型振动”。尽管周围水体对振动的影响很大，但不会破坏梁型振动的特征，因而将理想实心梁的振动视为自由空间振动（见图 14.1）是有帮助的。这种梁通常被称为两端自由梁（梁的两端均处于自由状态）。

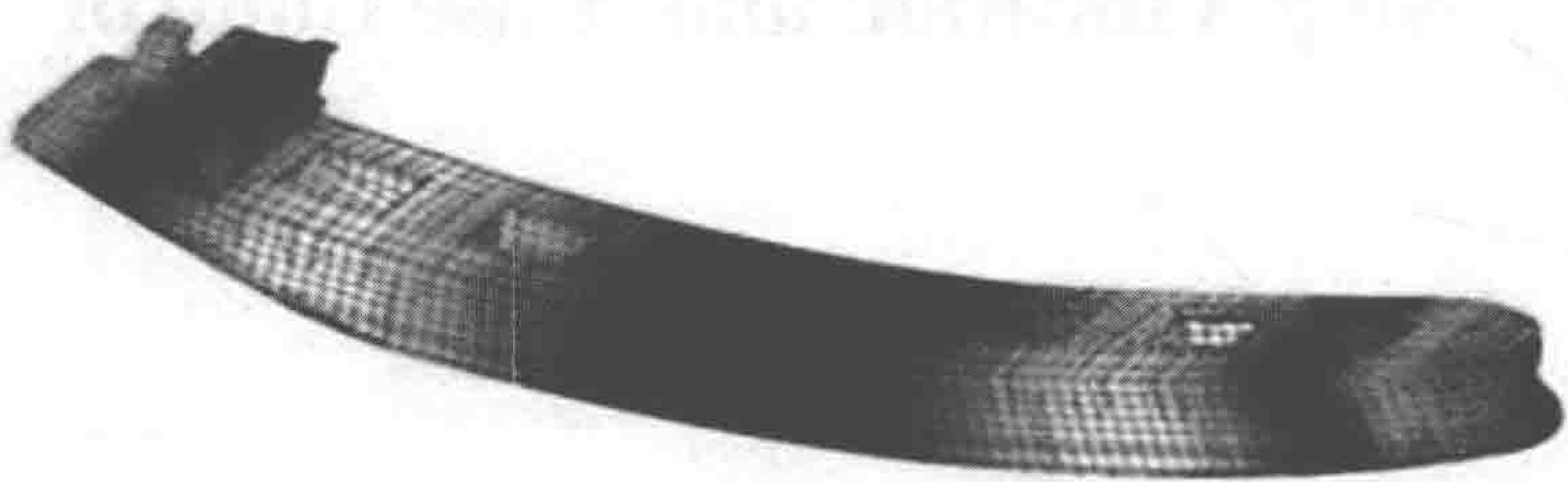


图 14.1 船舶振动

在关注涉及机械振动的基本研究工作时，会发现论述连续系统时经常用到两个词“模态”和“节点”，二者拼写类似，但不可混淆。模态是处于振动状态的物体周期性呈现的位移模式，而节点则是当振动局限于某个特定模态时物体中不发生位移的点。振动的“简正模态”是另外一个常用词，简正模态指移除外部作用力后物体能自由振动的模式。

自由梁的弹性变形主要有四种：弯曲变形、扭转变形、剪切变形和拉伸变形，这些变形可同时发生。在实心梁中，三个主方向均会出现这四种变形，但不同轴上弯曲、剪切和扭转的相对幅度可能差别很大。就船舶而言，对振动影响较大的弹性变形局限于纵轴方向垂直和水平面内的弯曲和剪切变形，以及纵轴方向的扭转变形。如何确定船体的拉伸（纵向）梁型振动目前尚无定论，一般认为船舶的这种振动并不重要，尽管对于推进系统本身可能还是比较重要的。

在弯曲和剪切效应的共同作用下，对称梁会产生挠曲模态，如图 14.2 所示。

图中的曲线为当杆静止时轴上的点在 Y 方向的位移，Z 方向的位移也存在类似模态。

图 14.3 为均匀梁振动时的扭转模态，图中所绘曲线为角位移 – 到端部距离。

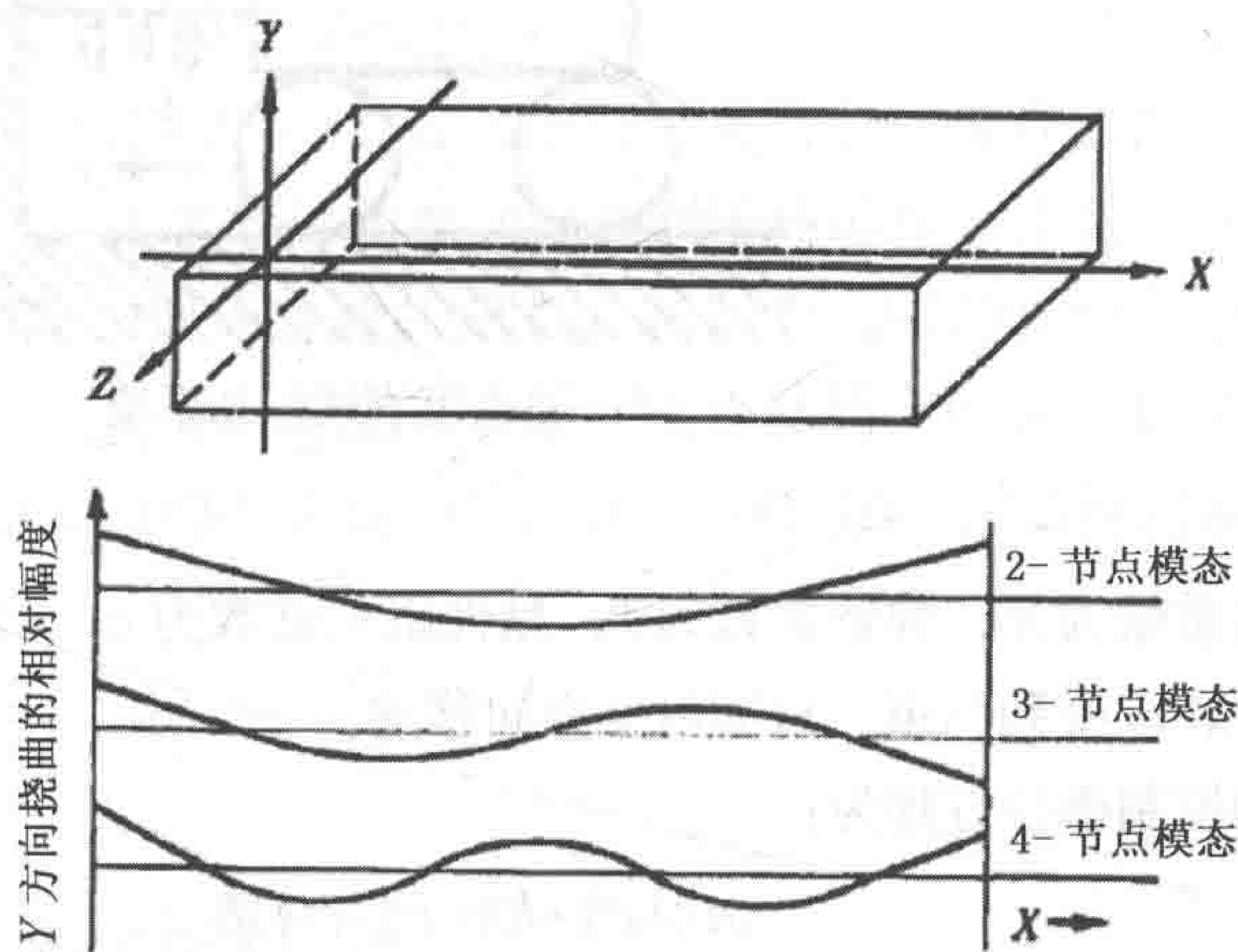


图 14.2　两端自由均匀杆的挠曲模态

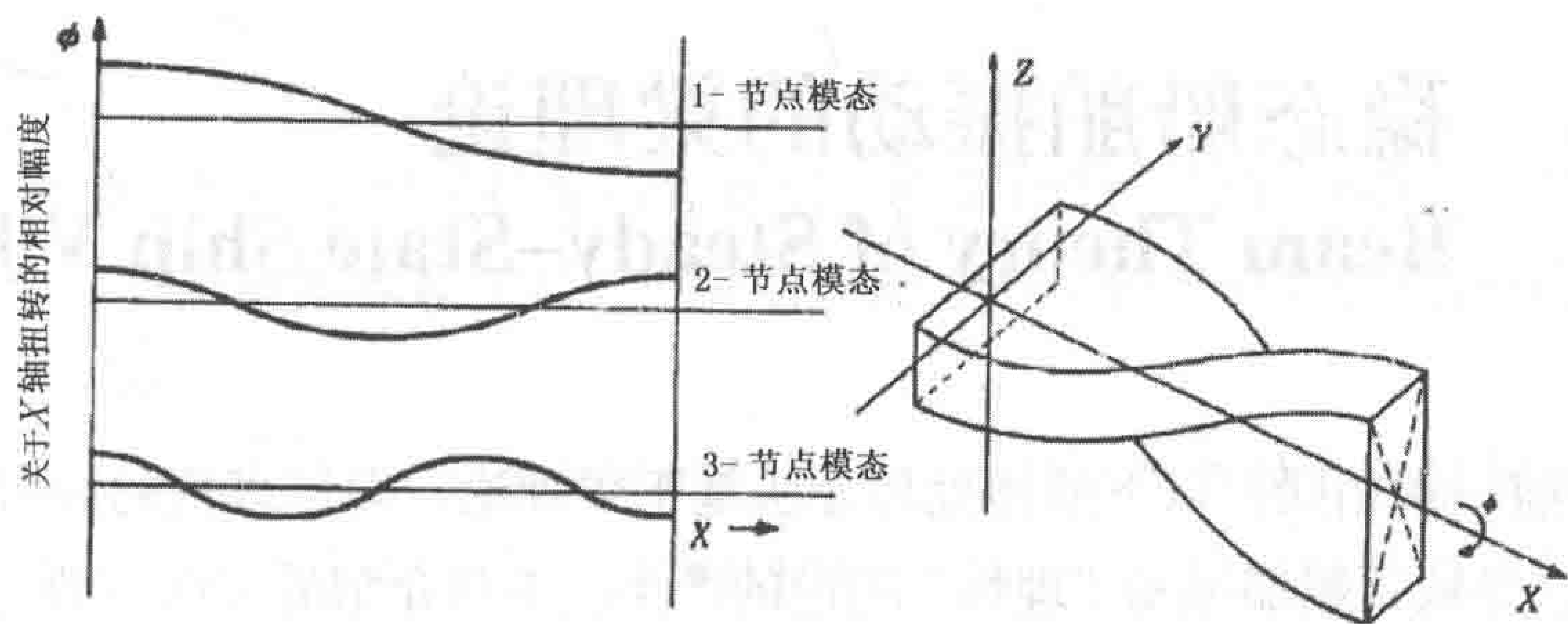


图 14.3　两端自由均匀杆的扭转模态

14.2　船舶振动的基本梁理论

Basic Beam Theory of Ship Vibration

所有机械振动研究考虑的基本系统均为单一自由度集中质量弹簧系统，如图 14.4 所示。

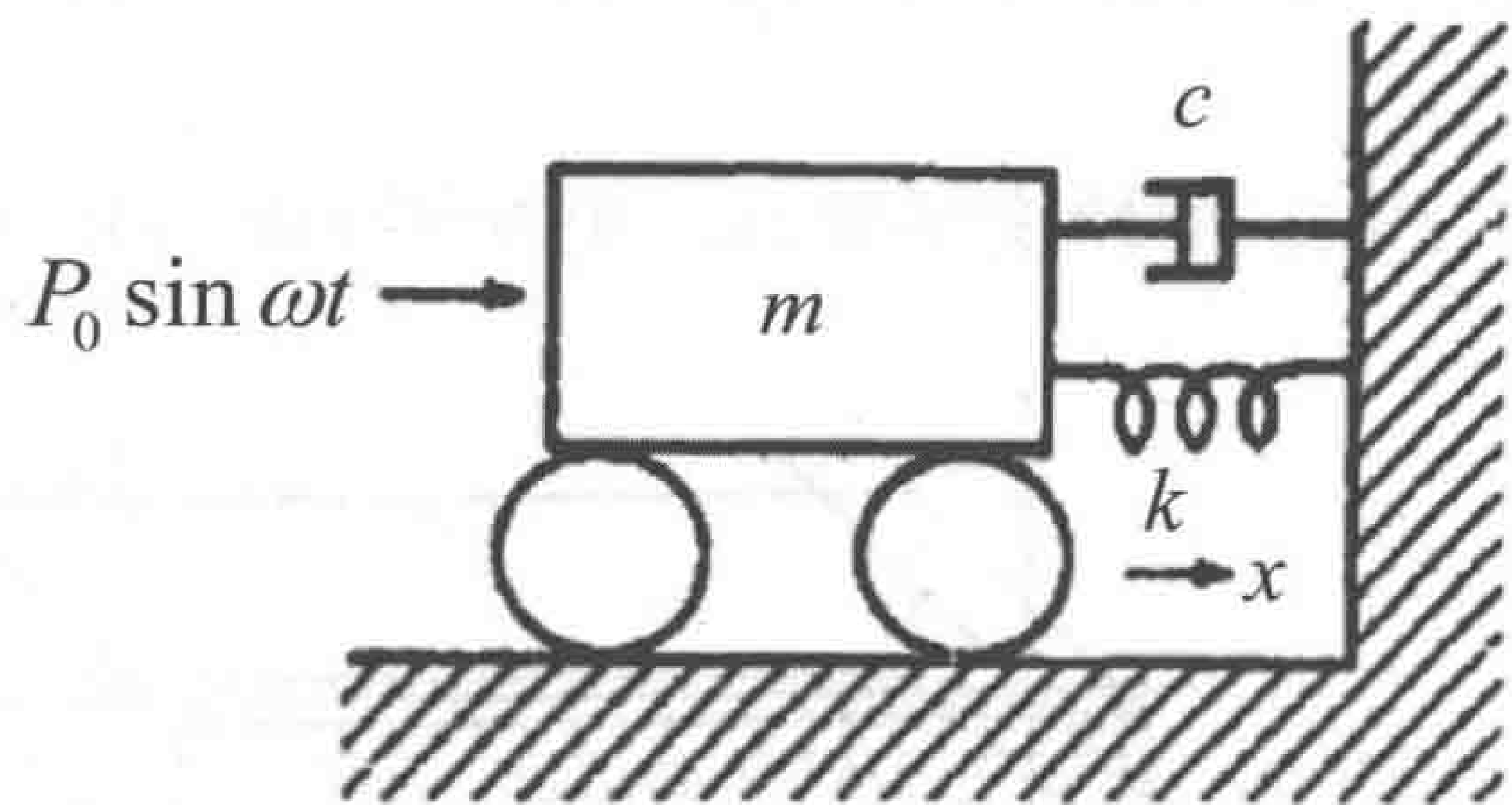


图 14.4　单一自由度直线振动系统

系统的质量为 m，弹簧常数为 k，黏性阻尼常数为 c，x 方向的简谐驱动力为 $P_0\sin\omega t$。质量 m 受到约束，只能沿 x 方向移动。

系统的控制微分方程为：

$$m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=P_0\sin\omega t$$

14.3　稳态船舶振动的梁理论

Beam Theory of Steady–State Ship Vibration

与前一章相同，以下船体处理方法基于梁理论，但该理论的局限性必须予以考虑，这导致了船舶振动“理性”理论的产生。本章介绍的方法主要为启发式“准数学”方法。当将外力函数施加于理想欧拉 - 伯努利梁（否则就为自由梁）时，适用于系统的微分方程为

$$EI\frac{\partial^4 y}{\partial x^4}+\mu\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}=P(x,t) \tag{14.1}$$

式中：

$P(x,t)$ 为梁单位长度上的 y 方向驱动力。应注意的是通常 P 随时间和到梁左端距离的变化而变化。当外力函数在数学上能够确定时，即可得出式（14.1）的特解。

对于非均匀欧拉 - 伯努利梁，微分方程的通式为

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}\left(EI(x)\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}\right)+\mu(x)=P(x,t) \tag{14.2}$$

式中：

EI 和 μ 将随 x 的变化而变化。

即便船舶构架能够使 $EI(x)$ 和 $\mu(x)$ 以数学方式表达，也应该意识到式（14.2）对于表达特定激振力作用下船体的振动存在严重局限性。首先，周围水体的惯性效应只是简单地以附加质量分量 g 予以说明；其次，方程里没有耗散或阻尼项；再次，对剪切导致的挠度并无定义；最后，无论驱动力的频率是多少方程却总是有效，因而不管驱动力的频率是 1Hz 还是 10 000 Hz，振动响应模式总是梁型振动。

14.4　船体振动阻尼 Damping of Hull Vibration

对振动机械系统的阻尼进行分析处理时，最常用假定是黏性阻尼，如上节所述。应用于单一自由度基本系统时，这种由摩擦力产生的阻尼类型与速度成正比，其方向与速度相反。

虽然实际上机械阻尼极少为真正的黏性阻尼，但“等效黏性”常数得到了广泛使用，因为所得到的线性微分方程的解比较理想。等效黏性常数基于每个周期的能量耗散，若记为 W，则

$$c=\frac{W}{\pi\omega Y^2}$$

式中：

Y 为单振幅，ω 为圆频率。由对数减量确定阻尼常数时通常也会保留黏性阻尼的概念，对数减量可通过观察自由振动衰减得到。因而对于单一自由度基本系统，临界黏性阻尼常数可表达为

$$c_c=2m\sqrt{\frac{k}{m}}$$

对数减量为

$$\delta = \frac{2\pi \frac{c}{c_c}}{\sqrt{1-\left(\frac{c}{c_c}\right)^2}}$$

对于阻尼较小的情况

$$\delta = 2\pi \frac{c}{c_c}$$

阻尼程度的常用标准是共振放大系数，通常以符号 Q 表示，作为电感的耗散指数在电路理论中应用广泛。线圈的耗散越低，其 Q 值就越高。对于黏性阻尼

$$Q = \frac{1}{2\frac{c}{c_c}}$$

对于阻尼较小的情况

$$Q = \frac{\pi}{\delta}$$

14.5　振动和噪声控制
Vibration and Noise Control

船舶或海上运输工具有许多振动和噪声源，通常包括：

（1）原动机，一般为柴油发动机。

（2）轴－线动力学。

（3）螺旋桨产生的压力和承载力。

（4）空调系统。

（5）操纵设备，例如横向推进装置。

（6）货物装卸和系泊机械设备。

（7）涡旋脱落机制。

（8）进气口和排气口。

（9）砰击现象。

14.5.1 螺旋桨辐射信号的特征 Propeller Radiated Signatures

机械设备经常产生激振，但会发生变化，不是谐波激振。因而这些设备的信号特征一般更符合常用分析技术的数学基础：典型傅里叶分析。但螺旋桨大多产生周期扰动较大的时间序列信号特征。

螺旋桨诱导船体压力的基本原理是桨叶上的空泡体积随时间加速增大，可由所考虑位置船舶结构振动产生的自诱导压力分量予以修正。因而水动力激振过程是一个时域事件，通过压力时间序列可以更好地理解其物理过程。

在试验研究中，压力时间序列大多基于傅里叶技术进行分析，主要原因是需要将激振源与船体和结构响应特征结合起来。傅里叶技术最初是作为一种曲线拟合方法而开发的，其基本原理是所分析的函数必须具备分段连续性，无论时帧长短。若能满足这个条件，并假定序列中有足够的项且算法的数值稳定性可以接受，则傅里叶方法能够通过超越函数之和对函数进行较好的曲线拟合，然后可将超越函数的系数用于有限元或其他计算方法。

为了在现象学层面理解空泡特性，有必要获取足以反映技术问题的合适曲线，而不是仅仅基于傅里叶曲线拟合算法。原因有两个：首先，对于导致问题的基本空泡，超越函数的系数难以说明其结构；第二点可能更为重要，即随着时间的推移，基于空泡的信号特征极少保持不变。桨叶的表面压力会发生变化，每一次旋转各桨叶的表面压力均不相同，一次旋转与下一次旋转的表面压力也不同。在本质上这些变化是随机的，由水流空间变化、流场（稳定流入场与波浪产生的速度的叠加）以及桨叶几何差异（桨叶制造公差所致）的相互作用所决定。这些变化影响了空泡体积变化和高频的通用表达式，以及基本空泡结构拓扑形状发生随机扰动所产生的噪声。

如果采用现象学方法分析螺旋桨诱导的船体压力信号特征，以便为实际问题制定解决方法并尽量减少试航或干船坞维修时间，则需使用其他分析方法。有许多方法可以选择，包括对基本压力信号特征进行短时傅里叶变换、联合时频分析、小波技术处理和双积分分析。经验表明每种方法均有缺点，主要原因是反尾流梯度中空泡发生近绝热溃灭。需要对问题的不同方面进行考虑时，小波方法和双积分技术具有一定的优势。就小波方法而言，目前劳氏船级社主要关注多贝西公式的标准化应用，这将使研究取得一些进展。如果能够采用专门设计的小波类型来

描述不同空泡现象，则进行深入鉴别还是可能的。

尽管有许多小波方法，但对于现象学鉴别，双积分法是最成功的。压力积分法基本上是一种时域方法，与目视观察空泡相结合可以将视觉事件的动力学与压力脉冲动力学联系起来。船舶分析和模型比例分析均表明，在螺旋桨盘的较小圆柱扇面及延伸至伴流峰的滑流中形成、溃灭和反弹的空泡会导致严重的激振事件。桨叶通过低流速区域导致空泡在桨叶和由前进桨叶导致脱落的梢涡中产生并溃灭。

14.5.2 涡旋脱落机制 Vortex Shedding Mechanism

水流流过海水柜开口处会产生振动，这是有些船舶的缺点，导致局部位置无法达到舒适度标准。此类振动通常与局部结构共振行为相关，且显然与机械设备的转动速度没有直接关系。此外，还与海水柜船体开口格栅处的涡旋脱落有关，因而根据船舶的速度，取决于斯特劳哈尔数和弗劳德数。

近期还出现了其他一些涡旋脱落导致振动的情况，包括 A 型支架及安装在船舶上用于提高航向稳定性的中心线导流艉鳍及鳍状附体产生的振动。这些问题的特点是船舶结构的振动水平较高或构件失效。

在特定雷诺数下，当水流流过附体后部并被结构分离时会产生涡旋脱落，且振荡压力导致弹性结构发生振动。脱落频率可根据斯特劳哈尔数确定，对于主要为粗糙表面的物体，估算时通常使用的斯特劳哈尔数为 0.2。如果结构的横向振动频率与涡旋脱落频率相同或接近，则脱落漩涡的强度会提高，进而增加结构激振。此外，如果漩涡脱落频率接近结构的固有频率，那么它就会转变为结构频率。一旦漩涡脱落频率与结构频率同步，即使速度在一定范围内发生变化，漩涡脱落频率也将保持不变。

下面列举两个例子说明此类问题。一个例子是在舵后安装了两个鳍以提高船舶保持航向的能力，船舶由四叶可调螺距螺旋桨推进。安装鳍使振动水平增加，最终导致鳍失效。研究结论是当漩涡脱落与鳍 22Hz 的固有频率逐渐一致时，鳍开始对漩涡激振出现响应，起初为弯曲 - 扭转模态。共振的结果是鳍的振动加剧，漩涡频率并不随船舶速度的变化而变化，仍然保持为鳍的固有频率不变。鳍的下一个振动模态为 25.4Hz 的扭转模态，当漩涡脱落频率逐渐与该频率一致时被激发。在船舶处于最大运行速度时，只有 25.4Hz 的频率分量仍然存在。高应力导致了鳍

失效。

第二个例子是加长了中心线导流艉鳍，以提高船舶的航向稳定性。船舶的推进系统包括两台推进装置，每台装置配备两个对转固定螺距螺旋桨：桨叶数分别为四个和五个。导流艉鳍加长导致船舶结构出现过度振动，研究发现当速度约为7 节时，五叶螺旋桨会在导流艉鳍的固有频率 18.3Hz 上激发振动，使导流艉鳍的振动幅度增加，引发漩涡脱落和导流艉鳍固有频率发生同步。随着速度增加，当四叶螺旋桨的激振频率与导流艉鳍固有频率逐渐一致时，振动水平在 9.5 节达到第一个峰值。而当漩涡脱落频率逐渐与导流艉鳍固有频率逐渐一致时，在 10~11 节之间测到第二个振动峰值。

在漩涡脱落激振作用下，结构的动态特性取决于船舶速度、结构剖面及其后缘形状、结构的固有频率和阻尼以及水流和结构振动的相互作用。以下方法可以减小漩涡脱落导致的结构振幅：

（1）避免涡致激振与结构固有频率之间发生共振。

（2）降低漩涡激振水平。

（3）减小结构响应。

改变漩涡激振频率或结构固有频率均可避免发生共振。通常应将结构固有频率提高至足以避免与漩涡脱落发生共振，这通过增加结构刚度或改变高宽比即可实现。此外也可以通过改变结构后缘形状来提高漩涡脱落激振频率。所有情况下都必须对结构固有频率进行评估，确保与漩涡脱落和螺旋桨激振频率不同。

14.5.3 船艉砰击
After-body Slamming

冲击情况（例如砰击）也需予以考虑，因为不仅在船舶结构上产生三次应力，而且会对乘客造成影响。尤其是船艉砰击，可在船舶结构上激发共振条件，且大多为 2 节点垂直模态。与船艏砰击相反，船艉砰击通常会随着船舶速度的增加而减小。这是因为速度较高时船舶带出的波浪增加，为船艉提供了保护，使正常环境波浪的影响减小。砰击阈速度可降低船舶速度，且取决于波浪状况，波浪状况由基本涌浪分量和风产生的波浪分量共同决定，可对方向性砰击阈速度产生较大影响。此外，由于船艉砰击，船舶的一个常见特征是船艉设计得较为平坦并结合较小的浸没深度。本章所介绍的船艉砰击发生在波高小于 1m 的海况下，因而在

船体外形的早期设计阶段对此进行研究，避免在预计波浪和船舶运动下出现船艉砰击问题是非常重要的。

14.6 振动分析 Vibration Analysis

设计和建造不会产生过度振动的船舶仍然是关注的重点，因而在设计阶段早期通过分析对振动问题的可能性进行研究是明智的做法。振动分析旨在对各种设计考虑进行验证，涉及以下方面：

（1）船艉布置。

（2）主推进设备。

（3）螺旋桨和轴系。

（4）主要构件的位置和布置。

船体结构包括外壳列板和所有内部构件，共同提供在预期海洋环境下完成设计功能所需的强度。在动态载荷的作用下，船体结构的响应与两端自由梁（梁的两端均处于自由状态）相同。推进系统产生的振动是常见的船舶振动源，这种振动有几种表现形式。轴系产生的动态作用力通过轴承传递至船体。螺旋桨在船体表面产生脉动压力，导致船体结构发生振动。主机和辅机通过支架和底座传递动态作用力并直接产生振动。对这种作用力的响应可导致船体梁、甲板室、甲板和其他结构、局部结构和设备发生振动。确定振动源时，必须了解激振频率并将激振频率与轴的旋转频率联系起来，旋转频率通过轴每次旋转的振动次数予以确定。对于低速柴油发动机船，主机产生的不平衡激振为一次和二次发动机作用力和力矩。发动机制造商需提供这些作用力和力矩的值。

船体结构会出现共振或非共振响应，通常以下列模态进行振动：

（1）垂直弯曲。

（2）水平弯曲。

（3）扭转。

（4）纵向弯曲。

水平和扭转模态之间存在耦合，尤其是集装箱船。

典型下部结构主要包括甲板室、主甲板结构和大型推进设备系统等，因为与船体结构振动直接耦合，所以会显著影响船舶振动的总体或整体模式。分析此类大型复杂结构的振动模式时，必须确定观察到的过度振动的主要原因。主要下部结构的过度振动可能由下部结构或下部结构和船体结构的连接细部发生结构共振所致。

与上述主要下部结构相比，局部构件属于较小的构件，主要为板格、板、梁、舱壁、平台、栏杆以及小型设备基座等，是大型结构（主要下部结构）或整个船体结构的组成部分。大多数船舶振动问题出现在局部构件中，原因是来自母结构的较强振动因共振效应而在局部结构中被放大，或者是对连接在局部结构上的机械设备的振动力作出响应。

本节介绍采用三维有限元法对螺旋桨和主机产生的船体振动进行分析的程序。振动分析旨在确定船体结构和主要下部结构的整体振动特征，进而根据振动水平的标准接受准则确定并评估对振动力较为敏感的区域。

14.6.1　船舶振动分析程序概述
Procedure Outline of Ship Vibration Analysis

程序的流程如图 14.5 所示，建议采用三维有限元模型进行振动分析，模型应能表达整个船舶，包括甲板室和主要推进设备系统，自由振动分析和受迫振动分析均需包含在内。

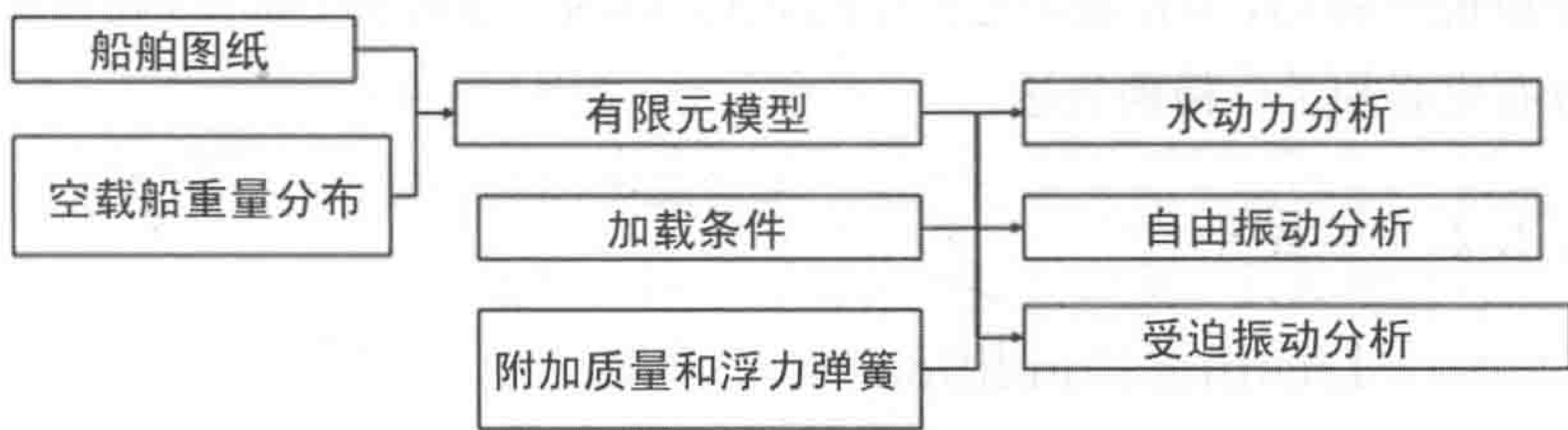


图 14.5　振动分析程序流程

14.6.2　有限元建模
Finite Element Modeling

船舶结构较为复杂，可对结构进行理想化处理后进行分析。船体结构的有限元理想化处理可基于一些简化假定。建模要求是必须包含所有重要结构分段并能

合理预测挠度 / 速度 / 加速度。

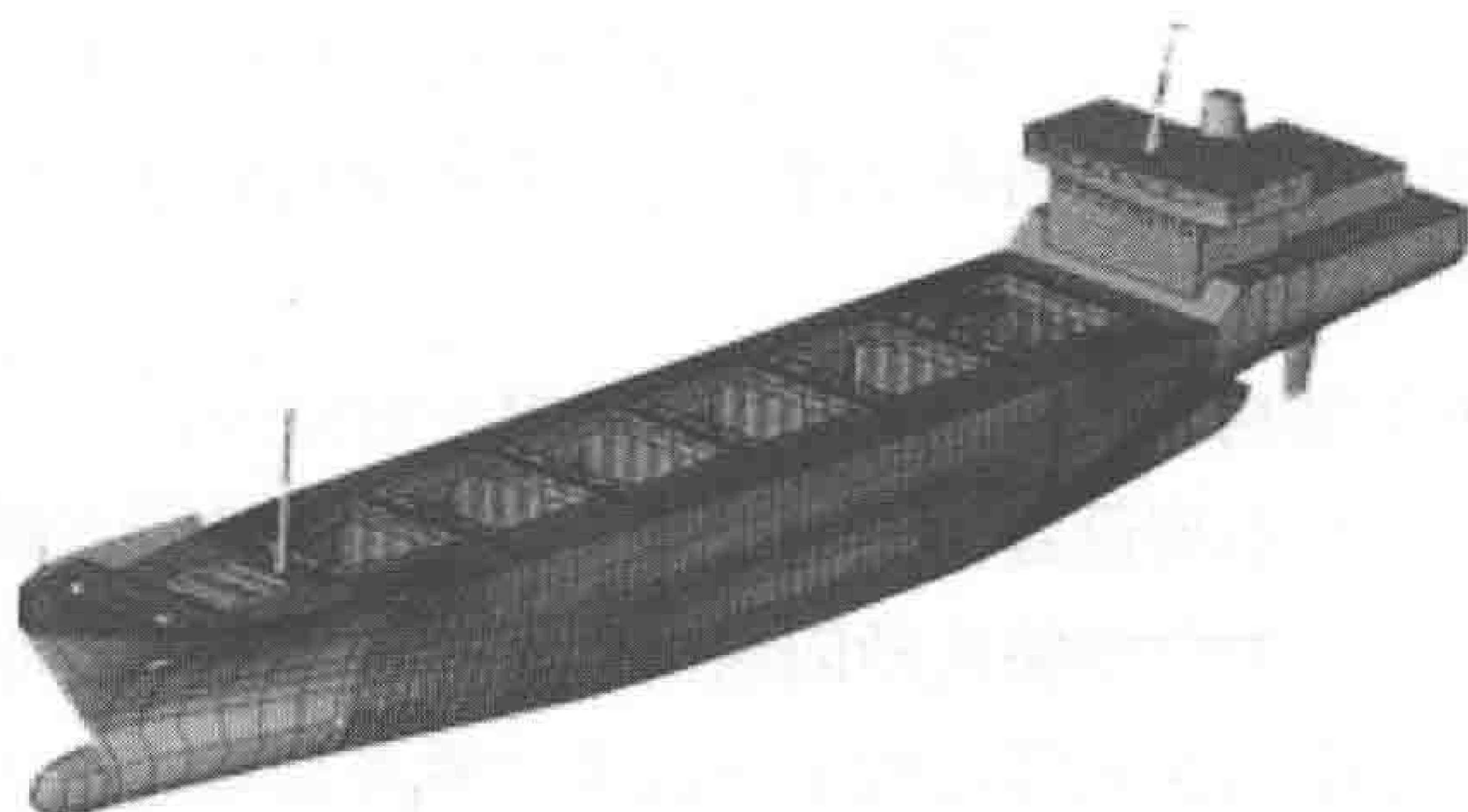


图 14.6　有限元建模

三维有限元模型可表达振动分析所需的整个船体，包括甲板室和机械推进系统（见图 14.6）。如果有先前研究（如应力分析）使用过的整体模型，则需针对振动分析进行调整。

14.6.2.1　空载船重量分布

Lightship Weight Distribution

空载船重量分布是振动分析的重要因素。如果表达不当，结果会出现很大差异。所有较重设备的质量通常建模为质量单元，并放置在得到良好支撑的节点上，以保持设备的总质量和重心。所考虑区域的重量分布应尽量精确。有限元模型和 T&S 手册得到的 CG 应在船舶总长度的 0.5% 以内。甲板室上部结构的纵向和垂直重量分布也必须予以精确表达。

14.6.2.2　加载条件

Loading Condition

振动分析旨在对预计运行条件下船舶的振动特性进行研究，因而船舶在设计速度下运行时的加载条件（例如满载条件和压载条件）是振动分析的重点。此外，还经常需要对试航条件进行研究，以便根据测量值对计算数值进行修正。基于准备进行的分析工作，通常建议选择两种条件中的一种进行振动分析：

（1）满载条件和试航条件。

（2）满载条件和压载条件。

根据加载条件，采用质量单元在结构模型中对货物和压载质量进行分配，然后计算相应的附加质量和浮力弹簧并添加到模型中。

14.6.2.3　附加质量

Added Mass

可通过虚质量法，采用边界单元法（BEM）（例如 MSC NASTRAN 的 MFLUID 法）来考虑附加质量。也可以使用三维适航性分析程序。分析包括 3 个主要目的：

（1）开发水动力板格模型：当采用线性适航性程序时，水动力板格模型可表达静水线以下船体的几何形状。建议船体表面总共使用约 2 000 个板格，包括左舷和右舷。计算机程序可利用船舶型值生成板格模型。水动力模型所需的主要细节信息包括：船舶的排水量、吃水深度、重心位置以及转动半径。

（2）水动力分析：分析旨在得到分布式附加质量。一般而言，船舶的固有频率要远高于适航性分析中所考虑的波浪频率。为了获得高频下的附加质量，应使用无限频率附加质量选项。

（3）将水动力结果映射至有限元模型中：适航性分析得到的分布式附加质量可表达为各水动力板格模型的附加质量，并采用界面程序将升沉附加质量映射至有限元模型中。需检查有限元模型的总附加质量是否等于水动力板格模型的总附加质量。

14.6.2.4　浮力弹簧

Buoyancy Spring

通常认为浮力对船体振动的影响较小。当需要考虑浮力效应时，可通过将杆单元添加至模型湿表面予以建模。杆单元的作用如同弹簧，其总刚度与船舶的垂直浮力刚度相同。

14.6.3　自由振动

Free Vibration

计算固有频率和模态振型就是求解特征值问题。通过求解以下运动方程可以得到三维有限元模型的固有频率（特征值）及相应的模态振型（特征向量）：

$$[M]\{\ddot{u}(t)\}+[C]\{\dot{u}(t)\}+[K]\{u(t)\}=\{F(t)\}$$

式中：

$[C]$ 为阻尼矩阵；$\ddot{u}$ 为加速度列矩阵；$\dot{u}$ 为速度列矩阵；u 为位移列矩阵；F 为简谐力列矩阵。

对于自由振动，阻尼 $[C]$ 和力 $\{F\}$ 为零。可由下式得到解：

$$[K]\{\Phi\}=\omega^2[M]\{\Phi\}$$

式中：

$[K]$ 为对称刚度矩阵；$[M]$ 为质量对角矩阵；$\{\Phi\}$ 为模态振型列矩阵；ω 为固有频率。

简正模态分析可以解决这个问题。简正模态的一个重要特征是特征向量的比例和大小不定。模态振型是结构的基本特征振型，因而是相对量。典型液化天然气船的模态振型样例如图 14.7 和图 14.8 所示。随后可将分析得到的固有频率与激振频率进行比较，检查是否会发生共振。

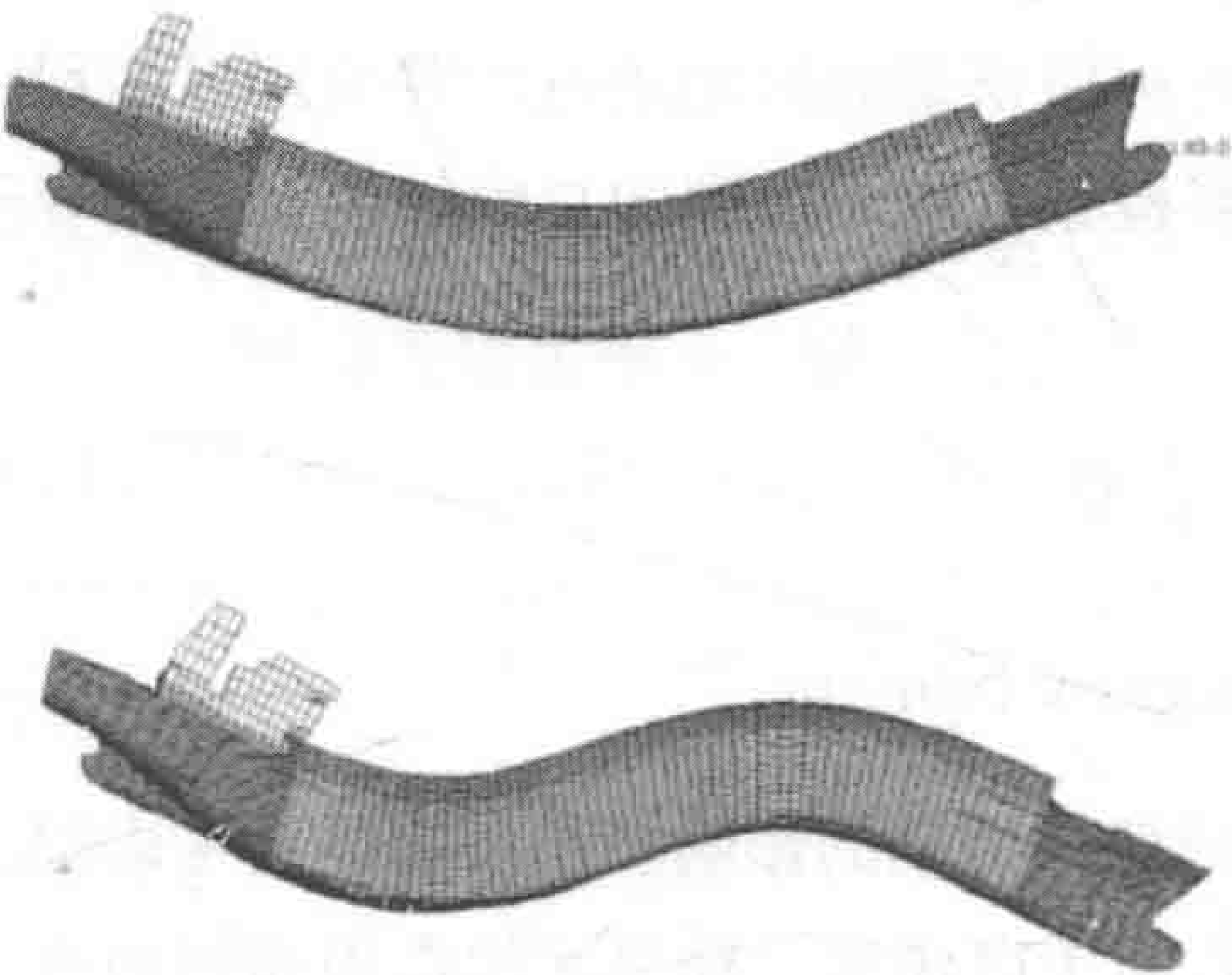


图 14.7　前两个垂直模态振型

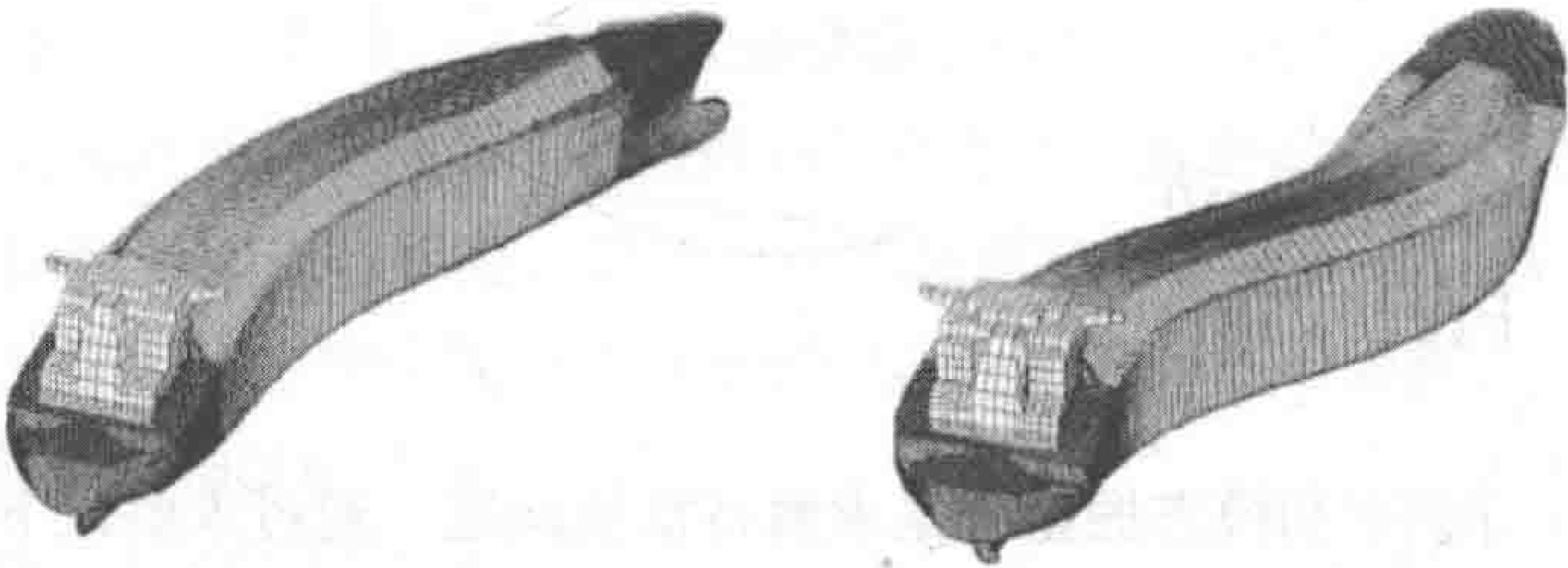


图 14.8　前两个水平模态振型

14.6.4　受迫振动 Forced Vibration

频率响应法可用于计算稳态激振的结构响应。螺旋桨和主机产生的激振力可由谐波载荷系统表达，并将其作用于三维有限元模型。频率响应分析可采用两种不同的数值方法。直接法根据受迫振动频率求解运动耦合方程，模态法则采用结构的模态振型对运动方程进行约化和解耦，然后将单独的模态响应叠加，即可得到特定受迫振动频率的解。方法的选择取决于模态大小、激振频率数以及激振频率。如果采用模态法，则频率至少为最高受迫振动频率2~3倍的所有模态均应保留。

根据轴的每分钟转数、每个螺旋桨的桨叶数以及主机的布置，将不同频率的螺旋桨和发动机循环作用力和力矩施加于模型，并通过以下运动方程对所产生的动态问题进行求解，即可得到频率响应。

谐波载荷的结构响应是载荷频率下的稳态响应（假定谐波载荷的持续时间足以使瞬时响应衰减），则

$$F(t)=F\mathrm{e}^{i\omega t}$$

$$u(t)=u\mathrm{e}^{i\omega t}$$

通过代换，运动方程可简化为

$$\left[K+\mathrm{i}\omega C-\omega^2 M\right]\{u\}=\{F\}$$

应注意的是由于存在阻尼 C 以及螺旋桨和发动机所产生的各振动力分量并不同相，因而$\{F\}$和$\{u\}$均为复数。

14.7　参考文献 References

[1] Pettersen, J.W.E., Sigvaldsen, and Vedeler, B.Vibration in the Afterbody of Ships. Trans R.I.N.A.

[2] Vibration Characteristics of Two-stroke Low Speed Diesel Engines. MAN-B&W Publication.

[3] Jackobsen, S.B. Coupled Axial and Torsional Vibration Calculations on Long-stroke Diesel Engines. Trans. S.N.A.M.E. 1991.

[4] Carlton, J.S. and Holland, C.H. Aspects of Twin Screw Ship Technology, Trans. LRTA, Paper No. 6 , Session 1998/9.

[5] Carlton, J.S. and Fitzsimmons, P.A. Cavitation: Some Full Scale Experience of Complex Structures and Methods of Analysis and Observation. ATTC Conf. St John' s Newfoundland, 6th/7th August 2004.

[6] Carlton, J.S. Afterbody Slamming. The Naval Architect. April 2005.

[7] Carlton, J.S. and McMorris, S.M. Passenger and Crew Accommodation Comfort: The Optimisation of the Shipboard Environment. Seatrade Med Conf. Genoa, 2002.

[8] American Bureau of Shipping. Guidance Notes on Ship Vibration.

第 2 篇　极限强度
Ultimate Strength

第 15 章　柱和梁－柱的屈曲 / 破坏

Buckling/Collapse of Columns and Beam–Columns

15.1 柱的屈曲行为和极限强度

Buckling Behavior and Ultimate Strength of Columns

本章并非重复已有书籍中关于屈曲和极限强度的公式与概念，例如（Timoshenko, 1961 和 Galambos, 2000）。恰恰相反，本章旨在介绍一些特殊公式和实际工程应用。

15.1.1 屈曲行为

Buckling Behavior

对于承受轴向力的柱，轴向力产生的挠度会因初始缺陷而明显增加（见图 15.1）。

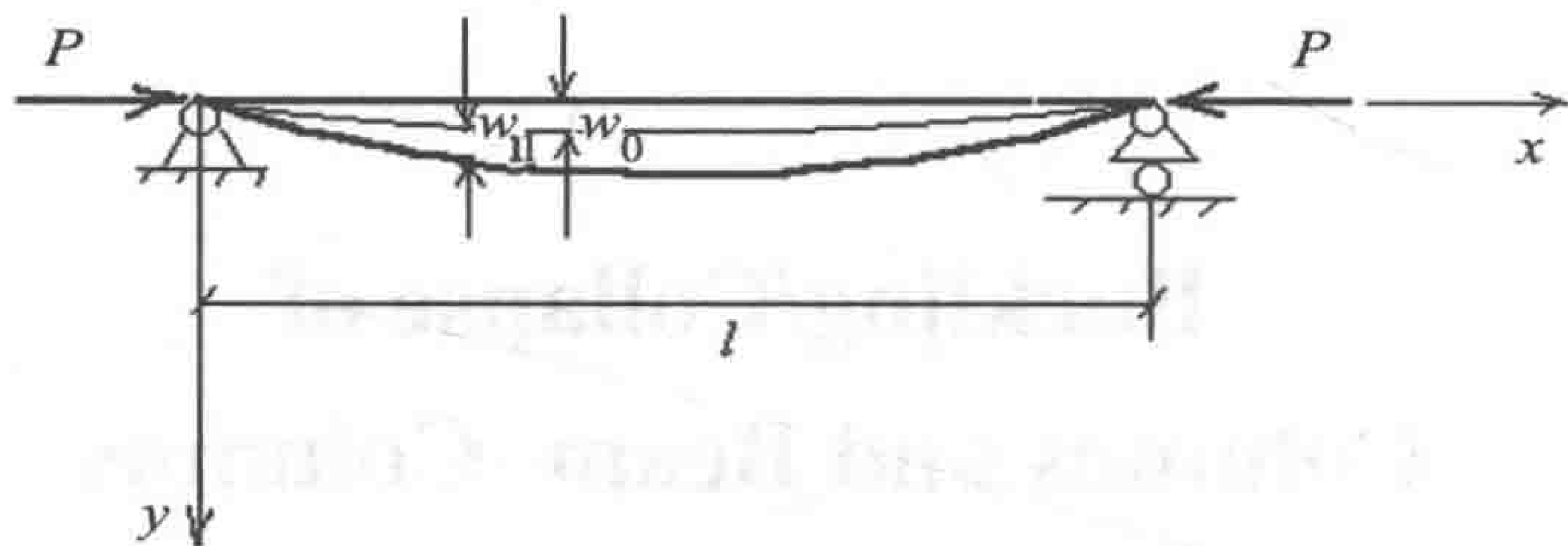


图 15.1 存在正弦缺陷的梁 – 柱坐标系和位移

在此情况下，柱轴的初始形状可由以下公式得出：

$$w_0 = w_{0\max} \sin \frac{\pi x}{l} \tag{15.1}$$

起初，梁 – 柱轴呈正弦曲线，在中间位置 $w_{0\max}$ 处达到最大值。若柱受纵向压缩力 P 作用，则产生一个附加挠度 w_1，挠度曲线的最终形态为

$$w=w_0+w_1 \tag{15.2}$$

柱轴任一点的弯矩为

$$M=P(w_0+w_1) \tag{15.3}$$

初始弯矩导致的挠度 w_1 可由以下微分方程确定：

$$EI\frac{d^2w_1}{dx^2}=-P(w_0+w_1) \tag{15.4}$$

将式（15.1）式代入式（15.4）, 可得下式：

$$\frac{d^2w_1}{dx^2}+k^2w_1=-k^2w_{0\max}\sin\frac{\pi x}{l} \tag{15.5}$$

式中：

$$k^2=\frac{P}{EI}$$

则式（15.5）的通解为：

$$w_1=A\sin kx+B\cos kx+\frac{1}{\dfrac{\pi^2}{k^2l^2}-1}w_{0\max}\sin\frac{\pi x}{l} \tag{15.6}$$

为满足边界条件（x=0 和 x=l 时 w_1=0），对于任何 k 值，$A=B=0$。此外还使用纵向作用力与其临界值之比 α：

$$\alpha=\frac{P}{P_E} \tag{15.7}$$

式中：

$$P_E=\frac{\pi^2EI}{l^2}$$

因而可得下式：

$$w_1=\frac{\alpha}{1-\alpha}w_{0\max}\sin\frac{\pi x}{l} \tag{15.8}$$

挠度曲线的最终形式为

$$w=w_0+w_1=w_{0\max}\sin\frac{\pi x}{l}+\frac{\alpha}{1-\alpha}w_{0\max}\sin\frac{\pi x}{l}=\frac{w_{0\max}}{1-\alpha}\sin\frac{\pi x}{l} \tag{15.9}$$

该公式表明，柱中部的初始挠度 $w_{0\max}$ 在纵向压缩力的作用下以$\frac{\alpha}{1-\alpha}$的比例增加。当纵向压缩力 P 接近其临界值时 , α接近 8.0, 挠度 w 无限增加。

将式（15.9）代入式（15.3）, 可得下式：

$$M=\frac{w_{0\max}P}{1-\alpha}\sin\frac{\pi x}{l}=\frac{w_{0\max}P}{1-\dfrac{P}{P_E}}\sin\frac{\pi x}{l} \tag{15.10}$$

根据式（15.10）可得到 $x=\frac{l}{2}$时的最大弯矩：

$$M_{\max}=\frac{w_{0\max}P}{1-\dfrac{P}{P_E}} \tag{15.11}$$

$x=\frac{l}{2}$时的截面最大应力为

$$\sigma_{\max}=\frac{P}{A}+\frac{M_{\max}}{W} \tag{15.12}$$

式（15.12）可改写为

$$\sigma_{\max}=\frac{P}{A}\left[1+\frac{w_{0\max}c}{r^2}\frac{P_E}{P_E-P}\right] \tag{15.13}$$

式中：

W 为截面模量；

A 为截面面积；

c 为中性轴与边缘纤维的距离；

r 为截面回转半径。

设 s 为核心半径：$s=\frac{W}{A}$

取傅里叶展开的第一项：

$$\frac{P_E}{P-P_E}=1+\frac{P}{P_E}+\left(\frac{P}{P_E}\right)^2+\cdots$$

可得下式：

$$\frac{P_E}{P-P_E}=1+\frac{P}{P_E} \tag{15.14}$$

合并式（15.14）与式（15.13），由下式可得最大应力：

$$\sigma_{\max}=\frac{P}{A}\left[\left(1+\frac{w_{0\max}}{s}\right)+\frac{w_{0\max}}{s}\frac{P}{P_E}\right] \tag{15.15}$$

15.1.2 Perry-Robertson 公式 Perry-Robertson Formula

推导柱极限强度的最简便方法是令式（15.12）中的 $\sigma_{\max}$ 等于屈服应力 σ_y：

$$\frac{P_{ULT}}{A}+\frac{1}{W}\frac{w_{0\max}P_{ULT}}{1-P_{ULT}}=\sigma_y \tag{15.16}$$

上式可写为

$$\sigma_{ULT}^2-\left[\sigma_y+\left(1+\frac{w_{0\max}A}{W}\right)\sigma_E\right]\sigma_{ULT}+\sigma_E\sigma_y=0 \tag{15.17}$$

式中：

$$\sigma_E = \frac{P_E}{A};\quad \sigma_{ULT} = \frac{P_{ULT}}{A}$$

该解法称作 Perry–Robertson 公式，可表达为

$$\frac{\sigma_{ULT}}{\sigma_y} = \frac{1+\eta+\gamma-\sqrt{(1+\eta+\gamma)^2-4\gamma}}{2\gamma} \tag{15.18}$$

式中：

$$\eta = \frac{W_{0\max}A}{W};\quad \gamma = \frac{\sigma_y}{\sigma_E}$$

Perry–Robertson 公式已经明确包含了初始挠度的影响。与其他更精确方法（例如有限元法）的比较表明，在初始挠度处于制造公差范围内时，该公式是精确的。当初始挠度由运行中损伤（最大可达柱长的 1%）所导致时，公式实际上可能会低估极限强度。该公式可能需要扩展以显示说明残余应力的影响。在欧洲钢结构规范中 Perry–Robertson 公式得到了广泛使用。

15.1.3　Johnson–Ostenfeld 公式
Johnson–Ostenfeld Formula

塑性影响可通过采用 Johnson–Ostenfeld 方法（参见 Galambos, 2000）对欧拉屈曲应力进行修正予以说明（见图 15.2）。

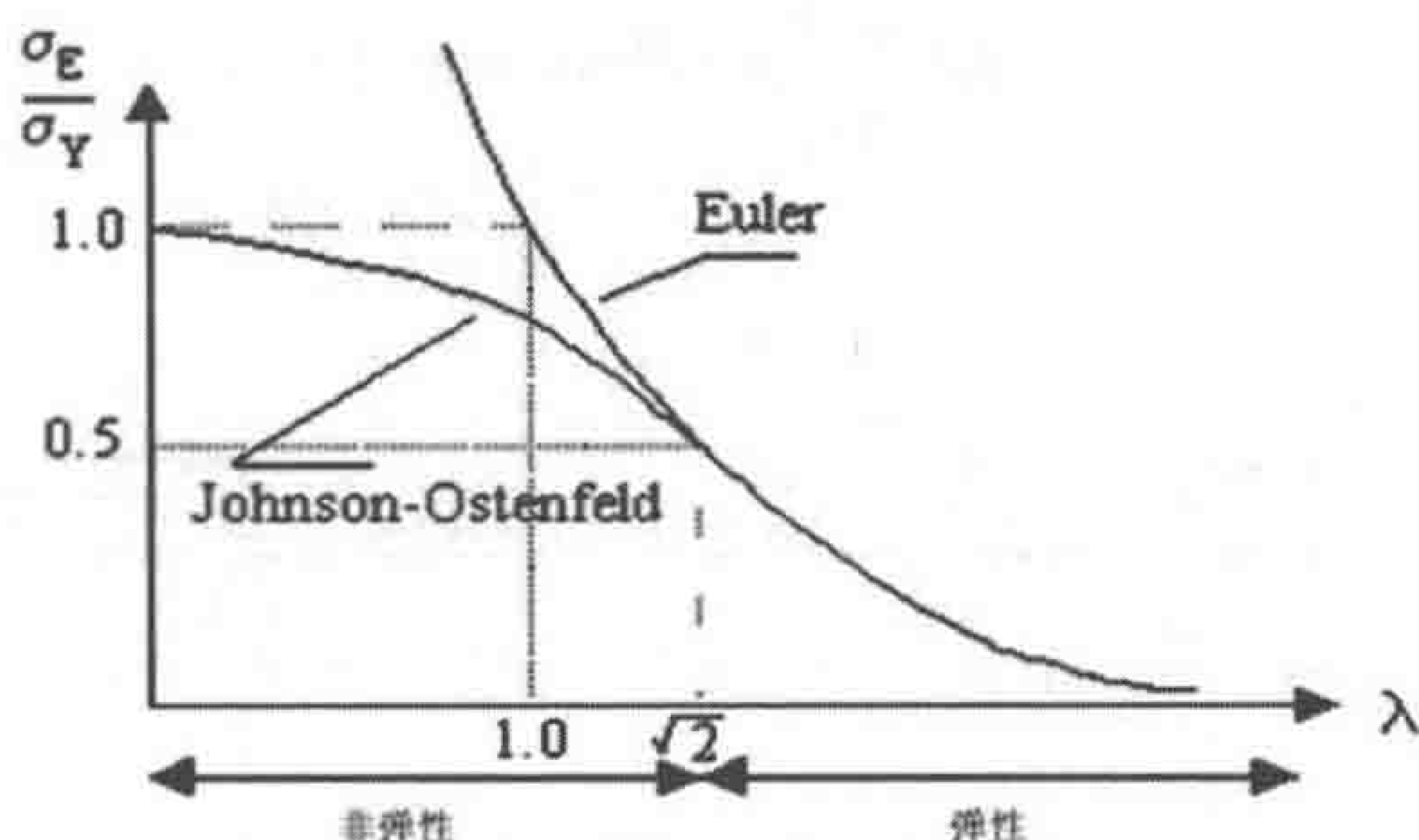


图 15.2　Johnson–Ostenfeld 方法的曲线

$$\sigma_{ULT}=\sigma_E,\quad 当\ \sigma_E/\sigma_y \leqslant 0.5\ 时 \tag{15.19}$$

$$\sigma_{\mathrm{ULT}}=\sigma_{\mathrm{y}}\left(1-\frac{1}{4\sigma_{\mathrm{E}}/\sigma_{\mathrm{y}}}\right),\ 当\ \sigma_{\mathrm{E}}/\sigma_{\mathrm{y}}>0.5 \tag{15.20}$$

1960 年出版的《金属结构稳性设计标准指南》第一版推荐了 Johnson-Ostenfeld 方法。此后该方法被许多北美结构设计规范所采纳，这些规范对一些缺陷进行了隐式说明。Johnson-Ostenfeld 公式实际上是由 20 世纪 50 年代柱试验得出的经验方程。已广泛应用于多种构件和载荷。

15.2 梁 - 柱的屈曲行为和极限强度 Buckling Behavior and Ultimate Strength of Beam-Columns

15.2.1 存在偏心载荷的梁 - 柱 Beam-Column with Eccentric Load

假定梁 - 柱两端存在偏心距e_1，如图 15.3 所示。其平衡方程可表达为：

$$EI\frac{\mathrm{d}^2w}{\mathrm{d}x^2}+P\left(w+e_1\right)=0 \tag{15.21}$$

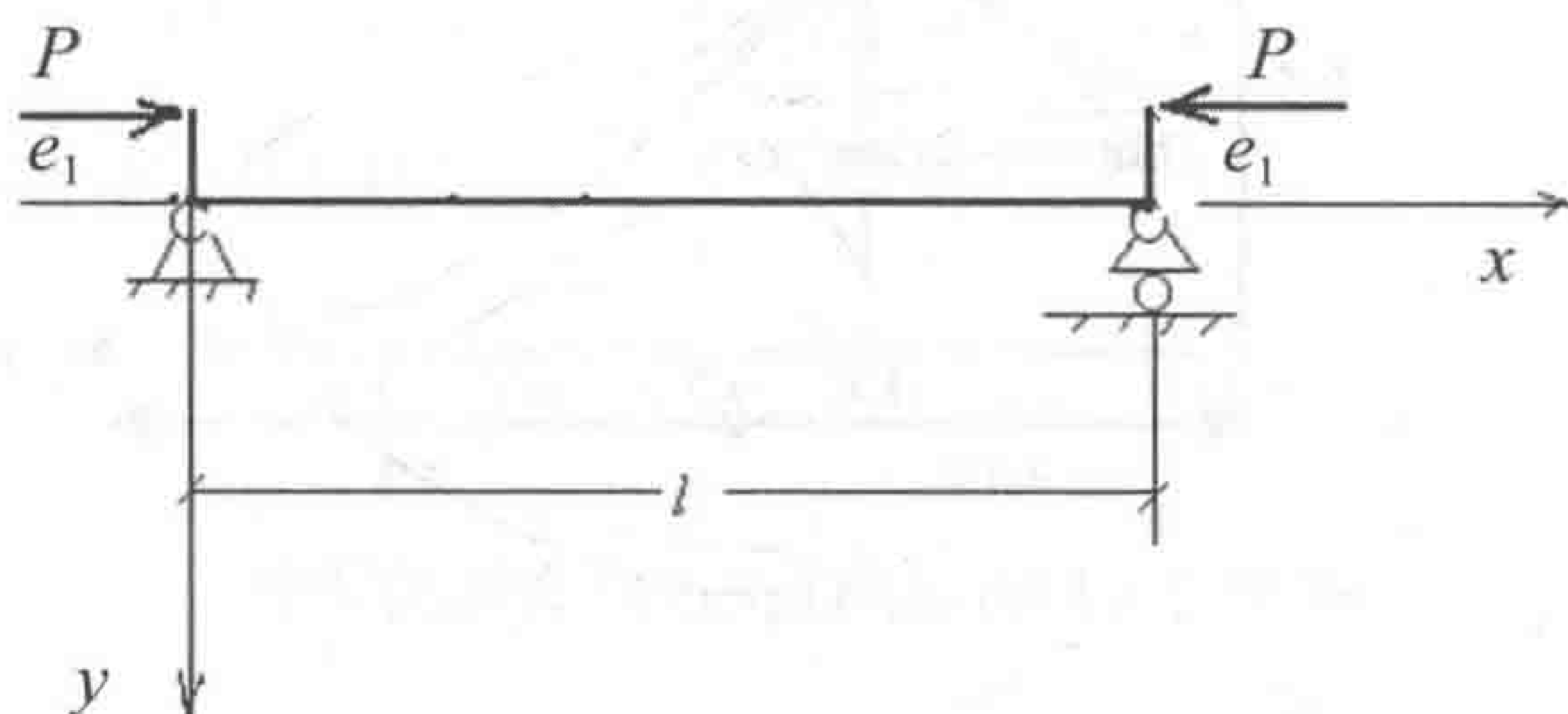


图 15.3 施加了偏心载荷的梁 - 柱

则式（15.21）的通解为

$$w = A\sin kx + b\cos kx - e_1 \tag{15.22}$$

采用边界条件：

$$w = 0 \text{ ，当 } x = \pm\frac{l}{2} \text{ 时}$$

$$EI\frac{d^2w}{dx^2} = -P_{e_1} \text{ ，当 } x = \pm\frac{l}{2} \text{ 时}$$

可得积分常数，式（15.21）解为

$$w = e_1\left(\sec\frac{kl}{2}\cos kx - 1\right) \tag{15.23}$$

梁 - 柱中部最大挠度为

$$w_{\max} = e_1\sec\frac{kl}{2} \tag{15.24}$$

梁 - 柱中部的最大力矩和最大应力为

$$M_{\max} = Pe_1\frac{1}{\cos\frac{kl}{2}} \tag{15.25}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{A} + \frac{Pw_{\max}}{I} = \frac{P}{A}\left(1 + \frac{e_1 A}{W}\sec\frac{kl}{2}\right) \tag{15.26}$$

式（15.26）称为正割公式。公式展开后取前两项可得：

$$\sec\frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{P}{P_E}} \approx 1 + \frac{\pi^2}{8}\frac{P}{P_E} \tag{15.27}$$

将式（15.27）代入式（15.26），可得下式：

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{A}\left[\left(1 + \frac{e_1}{s}\right) + \frac{\pi^2}{8}\frac{e_1}{s}\frac{P}{P_E}\right] \tag{15.28}$$

15.2.2 存在初始挠度和偏心载荷的梁 - 柱 Beam−Column with Initial Deflection and Eccentric Load

将式（15.9）与式（15.23）叠加可方便地得到图 15.4 中的梁 - 柱挠度。总挠度为

$$w = \frac{w_{0\max}}{1-\alpha}\sin\frac{\pi x}{l} + \frac{e_1}{\cos\frac{kl}{2}}\left[\cos\left(\frac{kl}{2} - kx\right) - \cos\frac{kl}{2}\right] \tag{15.29}$$

最大挠度位于梁－柱中心处

$$w_{\max} = w\Big|_{x=\frac{l}{2}} = \frac{w_{0\max}}{1-\alpha} + e_1\left(\sec\frac{kl}{2} - 1\right) \tag{15.30}$$

梁－柱任意截面 x 处的弯矩为

$$\begin{aligned} M &= P(e_1 + w) \\ &= P\left[\frac{w_{0\max}}{1-\alpha}\sin\frac{\pi x}{l} + \frac{e_1}{\cos\frac{kl}{2}}\cos\left(\frac{kl}{2} - kx\right)\right] \end{aligned} \tag{15.31}$$

梁－柱中心处的最大力矩为

$$M_{\max} = P\left(\frac{w_{0\max}}{1-\frac{P}{P_E}} + \frac{e_1}{\cos\frac{kl}{2}}\right) \tag{15.32}$$

由式（15.15）与式（15.28）可得梁－柱中心处的最大应力

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{A}\left[\left(1 + \frac{w_{0\max} + e_1}{s}\right) + \frac{(w_{0\max} + 1.234e_1)}{s}\frac{P}{P_E}\right] \tag{15.33}$$

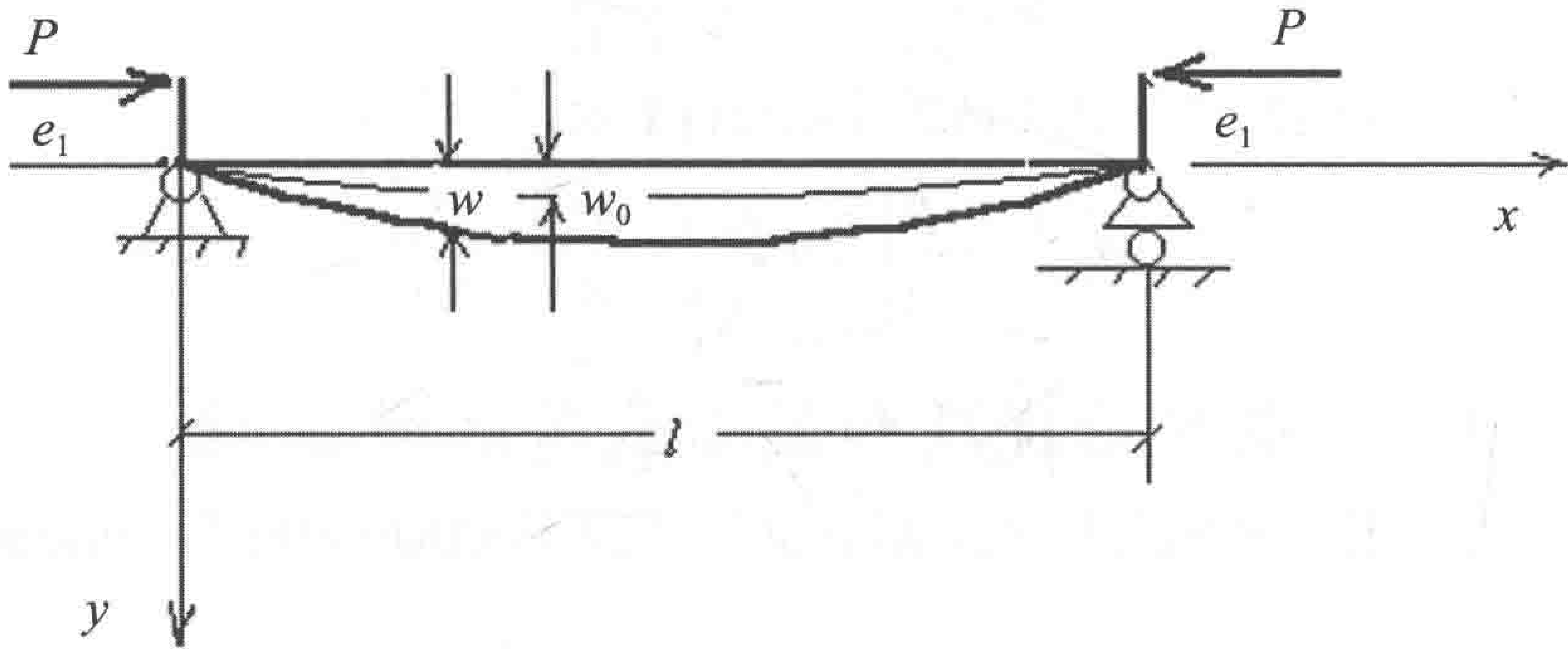


图 15.4　承载偏心载荷而初始弯曲的梁－柱

15.2.3　梁 - 柱的极限强度
Ultimate Strength of Beam−Columns

就设计实践而言，在轴向力和弯曲共同作用下梁 - 柱极限强度的线性相互作用通常可表达为

$$\frac{P}{P_{\mathrm{ULT}}}+\frac{M_{\max}}{M_{\mathrm{ULT}}}\leqslant 1 \tag{15.34}$$

式中：

P_{ULT} 与 M_{ULT} 分别为单一载荷作用下梁 - 柱的极限强度和极限力矩。基于式（16.34），受轴向力和对称弯矩 M_0 共同作用的梁 - 柱最大力矩为

$$M_{\max}=\frac{M_0}{\cos\dfrac{\pi}{2}\sqrt{\dfrac{P}{P_{\mathrm{E}}}}}\approx\frac{M_0}{1-\dfrac{P}{P_{\mathrm{E}}}} \tag{15.35}$$

因而极限强度相互作用方程可表达为

$$\frac{P}{P_{\mathrm{ULT}}}+\frac{M_0}{\left(1-\dfrac{P}{P_{\mathrm{ULT}}}\right)M_{\mathrm{ULT}}}\leqslant 1 \tag{15.36}$$

对于非对称弯矩作用下的梁 - 柱，确定其最大弯矩的精确位置并不是一个简单的过程。不过，M_0 可由等效力矩替代，$M_{\mathrm{EQ}}=C_M M_A$：

$$\frac{P}{P_{\mathrm{ULT}}}+\frac{C_M M_A}{\left(1-\dfrac{P}{P_{\mathrm{E}}}\right)M_{\mathrm{ULT}}}\leqslant 1 \tag{15.37}$$

式中：

$$C_M=0.6-0.4\frac{M_B}{M_A}\geqslant 0.4 \tag{15.38}$$

式中：

M_A 和 M_B 为端力矩。

就受外部压力、压缩和弯矩共同作用的梁 - 柱而言，其极限强度相互作用方程可表达为

$$\frac{P}{P_{\mathrm{UQ}}}+\frac{C_M M_A}{M_{\mathrm{PQ}}\left(1-P/P_{\mathrm{E}}\right)}=1 \tag{15.39}$$

式中使用轴向极限强度 P_{UQ} 以及塑性弯矩承载力 M_{PQ}（已考虑静水压影响）替换式（15.37）中的参数，式（15.37）在计算 P_{ULT} 和 M_{ULT} 时未虑及静水压的影响。

15.2.4 其他极限强度方程 - 初始屈服 Alternative Ultimate Strength Equation– Initial Yielding

对于存在初始挠度和偏心载荷的梁 - 柱，如 8.2.2 节所述，可根据初始屈服条件推导出极限强度方程：

$$\sigma_{max} = \sigma_y \tag{15.40}$$

式中：

σ_{max} 可由式（15.31）求得。

Hughes （1988）将 Perry–Robertson 公式推广到受轴向压缩和侧向压力共同作用的梁 - 柱上，其表达式如下 ：

$$\frac{\sigma_{ULT}}{\sigma_y}\frac{1}{2\gamma}\left[\left(1+\eta+\gamma(1-\mu)\right)-\sqrt{\left(1+\eta+\gamma(1-\mu)\right)^2-4\gamma(1-\mu)}\right] \tag{15.41}$$

式中：

$$\mu=\frac{M_{q\max}}{\sigma_y W}$$

$$\eta=\frac{\left(w_{o\max}+w_{q\max}\right)A}{W} \tag{15.42}$$

式（15.42）中，侧向压力所导致的最大力矩和侧向挠度可由下式得到：

$$M_{q\max}=\frac{ql^2}{8}$$

$$w_{q\max}=\frac{5ql^4}{384EI} \tag{15.43}$$

式中：

q 为单位长度梁 - 柱的侧向压力。

值得注意的是，边界条件对受压缩和侧向压力共同作用的梁 - 柱强度影响显著。利用针对相关边界条件推导出的最大力矩和侧向挠度或许可以予以说明。关于受轴向力、侧向压力和端力矩共同作用的梁 - 柱弹性挠度通解，可见本书第 9 章。

15.3　梁 – 柱的塑性设计
Plastic Design of Beam–Columns

15.3.1　梁截面的塑性弯曲
Plastic Bending of Beam Cross–section

当梁截面在纯弯曲 M_P 作用下处于完全塑性状态时，塑性中性轴可将截面区域平均分成两部分。假设从塑性中性轴到截面上部和下部几何中心的距离分别为 y_U 和 y_L，则可推导出以下 M_p 的表达式：

$$M_p = y_U \frac{A}{2}\sigma_y + y_L \frac{A}{2}\sigma_y = \frac{A}{2}\sigma_y (y_U + y_L) \quad (15.44)$$

式中：

A 为截面面积；

σ_y 表示材料的屈服强度。

假设塑性模量 Z 可定义为

$$Z=M_p/\sigma_y \quad (15.45)$$

将式（15.44）代入式（15.45）中可得：

$$Z = \frac{A}{2}(y_L + y_U) \quad (15.46)$$

利用弹性截面模量 W，初始屈服弯矩 M_y 可定义为

$$M_y=\sigma_y W \quad (15.47)$$

由此，易得完全塑性弯矩和初始屈服弯矩之比为

$$f = \frac{M_p}{M_y} = \frac{Z}{W} \quad (15.48)$$

以下是一些典型截面的截面模量。

1）矩形截面

$$Z = \frac{A}{2}(y_L + y_U) = \frac{bh^2}{4} \quad (15.49)$$

$$W = \frac{bh^2}{6} \tag{15.50}$$

$$f = \frac{Z}{W} = 1.5 \tag{15.51}$$

2）管状截面（$t<<d$）

$$Z = \frac{\pi}{8} d^3 t \tag{15.52}$$

$$W = \frac{\pi}{4} d^2 t \tag{15.53}$$

$$f = \frac{Z}{W} = 1.27 \tag{15.54}$$

3）工字钢（$t<<h$）

$$Z = bth + \frac{sh^2}{4} \tag{15.55}$$

$$W = bth + \frac{bh^2}{6} \tag{15.56}$$

就部分热轧工字钢标准类型而言，完全塑性弯矩和初始屈服弯矩之比介于1.1~1.18之间。

15.3.2 塑性铰接载荷
Plastic Hinge Load

假定完全固定梁受侧向均匀压力 p 的作用，那么此外部载荷 p 所作的功可表示为

$$W_e = \int_0^l p\,\mathrm{d}y = 2p\int_0^{l/2} \theta x \mathrm{d}x = \frac{pl^2}{4}\theta \tag{15.57}$$

式中：

l 为梁长度，θ 表示塑性铰出现时梁两端的旋转角度。

塑性铰在中间和两端所作的功为

$$W_i = M_p \theta (1+2+1) = 4M_p \theta \tag{15.58}$$

令侧向压力所作的功与铰接产生的内功相等，则

$$M_p = \frac{pl^2}{16} \tag{15.59}$$

破坏载荷 $P=pl$ 可表达为

$$P = \frac{16}{l} M_p \tag{15.60}$$

就两端简支的梁而言，塑性破坏载荷 P 可推导为

$$P=\frac{8}{l}M_{\mathrm{p}} \tag{15.61}$$

设计规范使用这两种极限边界条件的破坏载荷 P 的平均值来确定所需塑性截面模量

$$P=\frac{12}{l}M_{\mathrm{p}} \tag{15.62}$$

所需截面模量 W 为

$$W=\frac{Pl}{12\sigma_{\mathrm{y}}} \tag{15.63}$$

15.3.3 轴向力和弯曲共同作用下的塑性相互作用 Plastic Interaction Under Combined Axial Force and Bending

本节将针对两种最常用的截面类型，推导梁 - 柱在弯矩和轴向载荷共同作用下的塑性相互作用方程。

1. 矩形截面

矩形截面宽为 b，高为 h。当其处于完全塑性状态时，截面中部的应力将产生折算轴向荷载 N。上下两部分的应力将产生折算塑性弯矩 M。假定产生折算轴向荷载 N 的中间部分高度为 e，则可推导出下式

$$M=\frac{bh^2}{4}\sigma_{\mathrm{y}}-\frac{be^2}{4}\sigma_{\mathrm{y}}=\frac{bh^2}{4}\sigma_{\mathrm{y}}\left(1-\frac{e^2}{h^2}\right)=M_{\mathrm{P}}\left(1-\frac{e^2}{h^2}\right) \tag{15.64}$$

$$N=be\sigma_{\mathrm{y}}=bh\frac{e}{h}\sigma_{\mathrm{y}}=N_{\mathrm{P}}\frac{e}{h} \tag{15.65}$$

合并式（15.64）与式（15.65）可得

$$\frac{M}{M_{\mathrm{P}}}+\frac{N^2}{N_{\mathrm{P}}^2}=1 \tag{15.66}$$

上式即为在轴向载荷和弯曲共同作用下矩形截面的相互作用公式。

2. 管状构件

管状构件的截面相互作用方程可表达为

$$\frac{M}{M_P}=\cos\left(\frac{\pi}{2}\frac{P}{P_P}\right) \tag{15.67}$$

式中：

$$P_P = \sigma_y A$$

$$M_P = 2\pi R t \sigma_y$$

式中：R 为截面半径。

15.4 实例 Examples

15.4.1 实例 15.1: 可选边界条件下柱的弹性屈曲 Example 15.1: Elastic Buckling of Columns with Alternative Boundary Conditions

问题：基于基本微分方程推导直柱的弹性屈曲强度方程。

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + k^2 \frac{d^2 w}{dx^2} = 0 \tag{15.68}$$

解：式（15.68）的通解为

$$w = A \sin kx + B \cos kx + Cx + D \tag{15.69}$$

1）两端铰支柱

两端的挠度和弯矩均为零

$$w = \frac{d^2 w}{dx^2} = 0 \quad 当 x = 0, l 时 \tag{15.70}$$

将此边界条件用于通解，可得

$$B = C = D = 0 \qquad \sin kl = 0 \tag{15.71}$$

则

$$kl = n\pi, \quad n = 1 \tag{15.72}$$

由式（15.72）可得

$$P_E = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \tag{15.73}$$

2）两端固支柱

边界条件为

$$w=\frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}x}=0\ ,\qquad x=0,l \tag{15.74}$$

将此边界条件用于通解，可得

$$A=C=0 \qquad B=-D \qquad \sin\frac{kl}{2}=0 \tag{15.75}$$

则有

$$kl=2n\pi,\quad n=1 \tag{15.76}$$

由式（15.76）可得

$$P_{\mathrm{E}}=\frac{4\pi^2 EI}{l^2} \tag{15.77}$$

3）一端固支一端自由柱

固支端边界条件为

$$w=\frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}x}=0\ ,\qquad 当\ x=0\ 时 \tag{15.78}$$

在自由端，弯矩和剪力必须为零

$$\frac{\mathrm{d}^2 w}{\mathrm{d}x^2}=0\ ,\qquad 当\ x=l\ 时 \tag{15.79}$$

$$\frac{\mathrm{d}^3 w}{\mathrm{d}x^3}+k^2\frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}x}=0,\ 当\ x=l\ 时 \tag{15.80}$$

将此边界条件用于通解，则弹性屈曲力为

$$P_{\mathrm{E}}=\frac{\pi^2 EI}{4l^2} \tag{15.81}$$

4）一端固支一端铰支柱

将此边界条件用于通解，可得下式：

$$P_{\mathrm{E}}=\frac{\pi^2 EI}{(0.7l)^2} \tag{15.82}$$

图 15.5 概述了该实例的结果，此图显示了各种边界条件下柱的端部固定系数和有效长度。可得到以下通用屈曲作用力方程

$$P_{\mathrm{E}}=\frac{\pi^2 cEI}{l^2} \tag{15.68}$$

式中：

c 为端部固定系数；l' 为有效长度。

$$P_{\mathrm{E}}=\frac{\pi^2 EI}{l'^2} \tag{15.84}$$

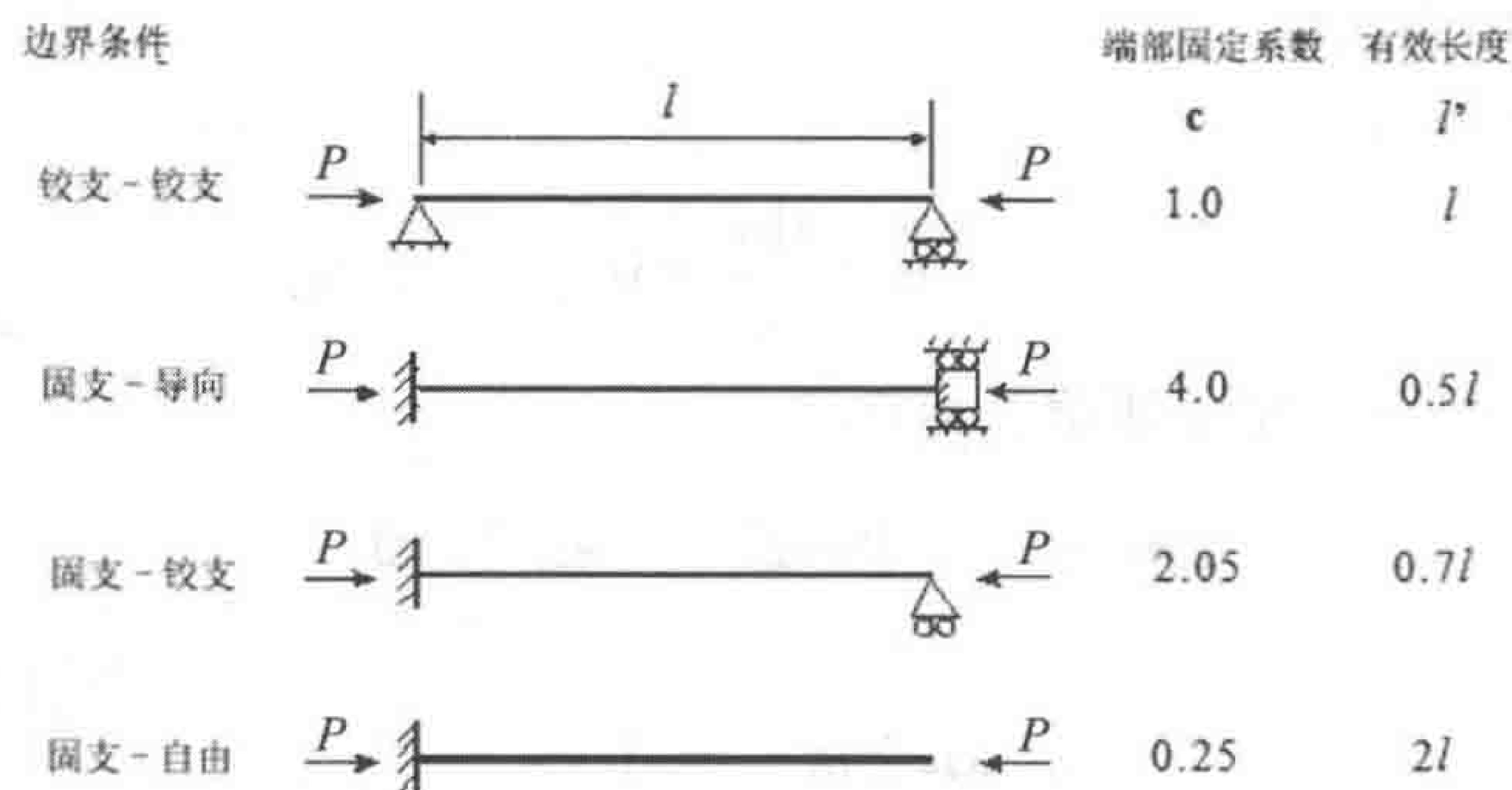


图 15.5　各种边界条件下柱屈曲的端部固定系数和有效长度

15.4.2　实例 15.2：两类极限强度：屈曲与断裂 Example 15.2: Two Types of Ultimate Strength: Buckling vs. Fracture

问题：以表格形式比较不同的极限强度问题：屈曲与断裂。

求解：通常，极限强度分析针对存在缺陷的梁－柱、板和壳的非弹性屈曲分析。然而应指出的是，最终断裂也是极限强度分析的一部分。最终断裂的评估主要基于欧洲的 BPD 6493（或 BS 7910）及美国的 API 57，事实上屈曲强度分析与断裂强度分析存在相似之处，其比较如表 15.1 所示。

表 15.1　屈曲强度分析与断裂强度分析的比较

	屈曲强度	断裂强度
载荷	压缩 / 扭转 / 剪力	拉伸载荷
缺陷	焊接、冲撞等导致的几何缺陷和残余应力	制造和疲劳载荷导致的缺陷
线性解	弹性屈曲	线性断裂力学
设计标准	与理论公式 (Perry–Robertson、Johnson 等) 进行曲线拟合以测试结果	与理论公式 (延性破坏与脆裂之间的相互作用方程) 进行曲线拟合以测试结果
分析的目的	（1）确定屈曲载荷 （2）确定容许缺陷尺寸 （3）确定尺寸，例如刚度、壁厚等	（1）确定断裂载荷 （2）确定容许缺陷尺寸 （3）确定尺寸，例如壁厚等

15.5 参考文献 References

[1] Timoshenko, S. P. and Gere, J. (1961), "Theory of Elastic Stability" , McGraw Hill.

[2] Galambos, T.V.(2000), "Guide to Stability Design Criteria for Metal Structures" , 4th Edition, John Wiley & Sons.

[3] Hughes, O. (1988), "Ship Structural Design, A Rationally Based, Computer Aided Optimization Approach", SNAME, (previously published by John Wiley & Sons, in 1983).

第 16 章　管状构件的屈曲和局部屈曲

Buckling and Local Buckling of Tubular Members

16.1 简介
Introduction

16.1.1 概述
General

管状构件的屈曲强度方程可从一些图书（例如 Chen 和 Han, 1985）和离岸设计规范（例如 AISC （1978）和 API RP 2A）中获取。本章将根据 Yao 等 （1986, 1988）对梁 – 柱屈曲模式和局部（壳）屈曲模式之间的相互作用予以介绍。

在过去 40 年里，油气业建造了许多类型的离岸结构并用于钻井和生产。半潜式钻井平台因其高生产率及在恶劣海况中的良好性能而成为使用最为广泛的离岸结构。但此类离岸结构没有自主导航系统，无法从风暴和恶劣海况中撤离，因而结构必须具有足够的强度以承受极限海况（100 年一遇的风暴）。这就要求构件无损伤，在普通恶劣海况下不会发生屈曲和 / 或塑性破坏。

而另一方面，钻井平台支撑件会经常受到偶然载荷的作用，例如小型供应船碰撞及甲板坠落物体。此外，运行一段时间后还可能出现疲劳裂纹。此类损伤不仅导致受损构件的承载力下降，而且会使未受损构件的内部作用力发生变化。因而在恶劣海况下，未受损构件和受损构件均可能发生屈曲和 / 或塑性破坏，这会导致结构系统失去完整性。从这个角度来看，必须非常认真地评估半潜式钻井平台管状支撑构件的极限强度范围和承载力。

过去十年里开展了许多关于管状构件极限强度的研究，例如 Chen 和 Han （1985）探讨了初始缺陷（例如变形和焊接残余应力）对管状构件极限强度的影响，并提出用于评估极限强度的实用公式。Rashed （1980） and Ueda 等 （1984）开发出用于管状构件的理想结构单元，可对其实际特性（包括整体屈曲和塑性现象）进行精确仿真。研究表明使用此模型能在非常短的计算时间内得到精确结果。

但这些结果只适用于直径厚度比相对较小的管状构件，例如导管架和自升式钻井平台典型支撑构件常用的直径厚度比小于 30~50。这些构件的局部壳屈曲

无需考虑。而另一方面，半潜式钻井平台支撑构件的直径厚度比就比较大，例如 70~130。此类管状构件可能会在达到极限强度之前或之后发生局部屈曲，正如 Smith 等（1979） 和 Bouwkamp （1975）在实验中所观察到的那样。因而评估此类支撑构件的承载力时，必须同时考虑到极限强度和局部屈曲导致的强度降低情况。但对于这种现象目前尚无系统性研究。

本章将首先利用大尺寸管状试样进行一系列实验，用于对一个现有半潜式钻井平台的支撑构件建模。实验中轴向压缩载荷是偏心施加的。然后在相同加载条件下对直径厚度比为 40~97 之间的小尺寸管状试样进行实验。基于实验结果提出分析模型，用于对管状构件的实际特性进行仿真并且考虑到了局部屈曲的影响。此外，结合此模型还可确定理想结构单元。通过将计算结果与现在和以前的实验结果进行比较证实了所提出模型的正确性和有效性。

16.1.2　离岸结构强度评估的安全系数 Safety Factors for Offshore Strength Assessment

可针对两种情况定义离岸结构设计的基本安全系数：

（1）静态加载：轴向应力或弯曲应力为 1.67。静态载荷包括作业重力载荷和船舶重量。

（2）静态载荷和环境载荷共同作用：轴向应力或弯曲应力为 1.25。静态载荷包括相关环境载荷，例如加速度和横倾作用力。

对于受轴向张力或轴向弯曲作用的构件，许用应力为屈服应力除以上述安全系数。

16.2　实验 Experiments

16.2.1　试样 Test Specimens

现有半潜式钻井平台典型支撑构件的尺寸如表 16.1 所示，其长度直径比

与固定式导管架或自升式钻井平台支撑构件的长度直径比差别不大。

表 16.1 现有支撑构件和试样的尺寸

	长度 L /mm	外径 D/mm	厚度 t /mm	D/t	L/D	R
现有支撑构件	27 840	1 800	14.5	124	15.5	631.3
试样	8 000	508	6.4	78	15.7	177.4

$$r=\sqrt{I/A},\qquad I=\frac{\pi}{64}\left[D^4-(D-2t)^4\right],\quad A=\frac{\pi}{4}\left[D^2-(D-2t)^2\right]$$

令 E 和 σ_y 分别为 21 000kgf/m² 和 32 kgf/m²，临界直径厚度比为 73。如果直径厚度比超过临界值，则在横截面塑性化之前就会出现局部屈曲。现有支撑构件的直径厚度比为 124，要显著大于临界值。

根据实验得出的结论是在内部作用力最大的截面处，局部屈曲会在达到完全塑性条件之前发生。试样选择市场上购买的焊接管，其破坏特性应该接近上述支撑构件。试样尺寸如表 16.1 所示，直径为 508mm，长度取 8 000mm，这样其长度直径比就接近于现有支撑构件。比例系数为 1/3.5，此试样为大尺寸试样。直径厚度比为 78，与现有支撑结构相比较小，但用于考虑局部屈曲还是足够大的。

大尺寸试样如图 16.1 所示。管的壁厚为 6.4mm，但为了避免端部附近发生局部破坏，在两端 750mm 范围内厚度增加为10mm。

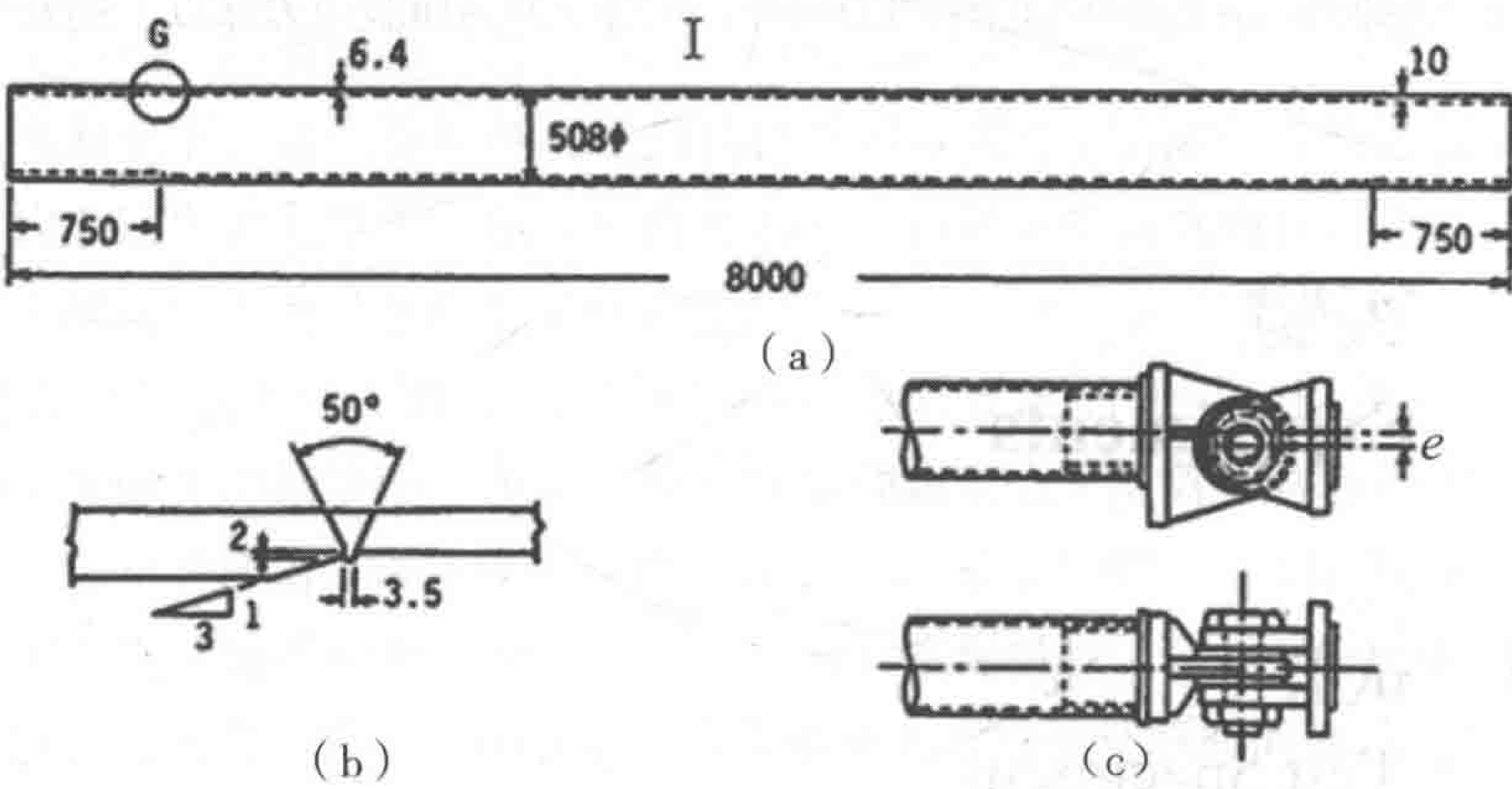


图 16.1 大尺寸试样及其端部夹具

(a) 试样 (b) G 处细部 (c) 端部夹具

对其他尺寸的试样也进行了测试。内径仍保持95mm，管壁厚度改变为1.0，1.2，1.6 和 2.5mm。因而这些试样的直径厚度比在 40~97 之间，与现有半潜式钻井平台支撑构件的一致性就不再考虑。两端附近的厚度没有增加。小尺寸试样的尺寸、材料特性和实验结果如表 16.2 所示。

表 16.2 小尺寸试样的尺寸和测试结果

试样编号	外径 D/mm	壁厚 t/mm	长度 L/mm	初始挠度 a_0/mm	载荷偏心距 e/D	杨氏模量 /kgf/mm^2	0.2% 屈服应力 /kgf/mm^2	极限载荷 /t	屈曲模式
HA0	97.0	1.0	1 430	----	0	19 645	35.25	7.51	DENT
HA2	97.0	1.0	1 635	0.43	1/4	19 645	35.25	5.75	DENT
HA3	97.0	1.0	895	0.13	1/16	19 645	35.25	9.78	DENT
HA4	97.0	1.0	605	0.25	1/16	19 645	35.25	10.08	DENT
HB1	97.4	1.2	1 635	0.10	1/32	19 616	37.50	9.90	DENT
HB2	97.4	1.2	1 430	0.61	1/16	19 616	37.50	9.10	DENT
HB3	97.4	1.2	1 430	1.02	1/8	19 616	37.50	7.95	DENT
HC1	98.2	1.6	1 430	0.44	1/32	19 160	37.00	13.76	DENT
HC2	98.2	1.6	1 430	0.64	1/16	19 160	37.00	11.90	DENT
HC3	98.2	1.6	1 430	1.40	1/8	19 160	37.00	9.99	COS
HD1	100.0	2.5	1 430	0.73	1/32	18 109	33.00	19.70	DENT
HD2	100.0	2.5	1 430	0.63	1/16	18 809	33.00	17.95	DENT
HD3	100.0	2.5	1 430	0.87	1/8	18 809	33.00	14.95	DENT
HD4	100.0	2.5	1 635	1.44	1/4	18 809	33.00	13.46	COS
HD5	100.0	2.5	895	0.35	1/32	18 809	33.00	26.85	COS
HD6	100.0	2.5	575	0.35	1/16	18 809	33.00	30.55	COS
BA1	97.0	1.0	650	----	弯曲	19 645	35.25	2.75	DENT
BB1	97.4	1.2	650	----	弯曲	19 616	37.50	3.09	DENT
BB2	97.4	1.2	650	----	弯曲	19 616	37.50	3.05	DENT
BC1	98.2	1.6	650	----	弯曲	19 610	37.00	4.68	DENT
BC2	98.2	1.6	650	----	弯曲	19 610	37.00	4.66	DENT
BD1	100.0	2.5	650	----	弯曲	18 809	33.00	7.84	DENT

16.2.2 材料试验
Material Tests

大尺寸试样由平板弯曲成圆管并焊接制成。为避免残余应力对测量材料特性的影响，在焊缝对侧切割了四块拉伸试验试样。拉伸试验测得的杨氏模量 E=21 180 kgf/mm^2，泊松比 ν= 0.32，屈服应力（对应于 0.2% 偏移应变）σ_y= 34.55 kgf/mm^2。根据材料得到的名义应力 – 应变关系如图 16.2 所示。小尺寸试样包含 4 个不同的直径厚度比，称为 A、B、C 和 D 系列。由于没有这些尺寸的管子可用，试样就由壁厚为 3.2mm 的管子经冷成型制成。因为冷加工过程中产生 Bauschinger 效应，所以极限拉伸应力要远高于极限压缩应力。拉伸试验试样则沿着圆管纵向切割制成。根据材料拉伸试验行业标准将材料试样的截面加工成矩形。将应变计连接在中央截面的两侧以测量应变。A、B、C 和 D 系列试样的名义应力 – 应变关系如图 16.3 中实线所示。材料延性因冷加工而降低。当应变达到 6%~14 % 时发生拉伸失效。

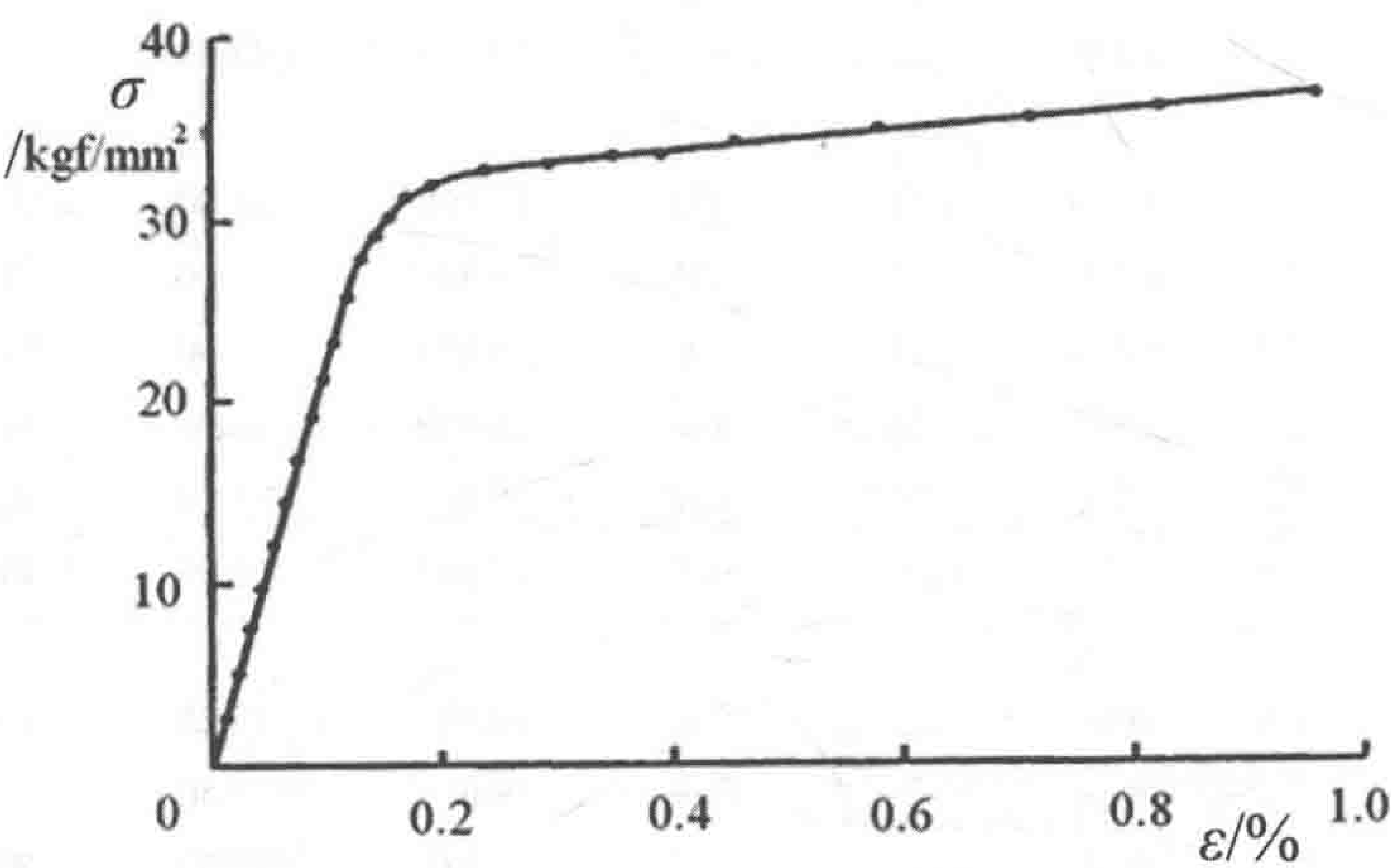


图 16.2 大尺寸试样的拉伸应力 – 应变曲线

表 16.3 列出了测得的试样截面面积、杨氏模量和屈服应力。定义了两种屈服应力：对应于 0.2 % 偏移塑性应变 $\sigma_{0.2}$ 的屈服强度和对应于 0.5 % 总应变 $\sigma_{0.5}$的屈服强度。

压缩材料试验使用了短管。所有试样的长度均为 300mm，此长度的试样不会发生柱屈曲。将 4 个双轴应变计放置于试样的中央横截面上，得到的名义应力 - 应变关系如图 16.3 虚线所示。因为壳模式屈曲发生在上缘或下缘，所以测得的应力 - 应变关系可以达到应变水平的 1 %。表 16.3 列出了测得的屈服强度。

表 16.3　小尺寸试样材料试验所用的尺寸及结果

试样编号	壁厚 t/mm	直径厚度比 (D/t)	试样横截面面积 A/m^2	拉伸试验屈服应力 $\sigma_{0.2}$/(kgf/mm^2)	拉伸试验屈服力 $P_{0.2}$/kgf	压缩试验屈服应力 $\sigma_{0.2}$/(kgf/mm^2)	压缩试验屈服力 $P_{0.2}$/kgf	压缩试验屈服应力 $\sigma_{0.5}$/(kgf/mm^2)	压缩试验屈服力 $P_{0.5}$/kgf
A	1.0	97.0	301.59	45.00	13 751.55	35.25	10 631.05	40.00	12 063.60
B	1.2	81.2	362.67	58.00	21 034.86	37.50	13 600.13	44.50	16 138.82
C	1.6	61.4	485.56	54.23	26 341.63	37.00	17 965.72	42.75	20 757.69
D	2.5	40.0	765.76	46.75	35 799.28	33.00	25 270.08	38.25	29 290.32

由于制造过程中试样被拉伸扩展，在纵向上可观察到明显的 Bauschinger 效应。试样的拉伸侧几乎没有应变硬化效应，而压缩侧可以观察到明显的应变硬化效应。如应力 - 应变曲线所示，拉伸侧和压缩侧的材料特性显著不同。材料特性的差异

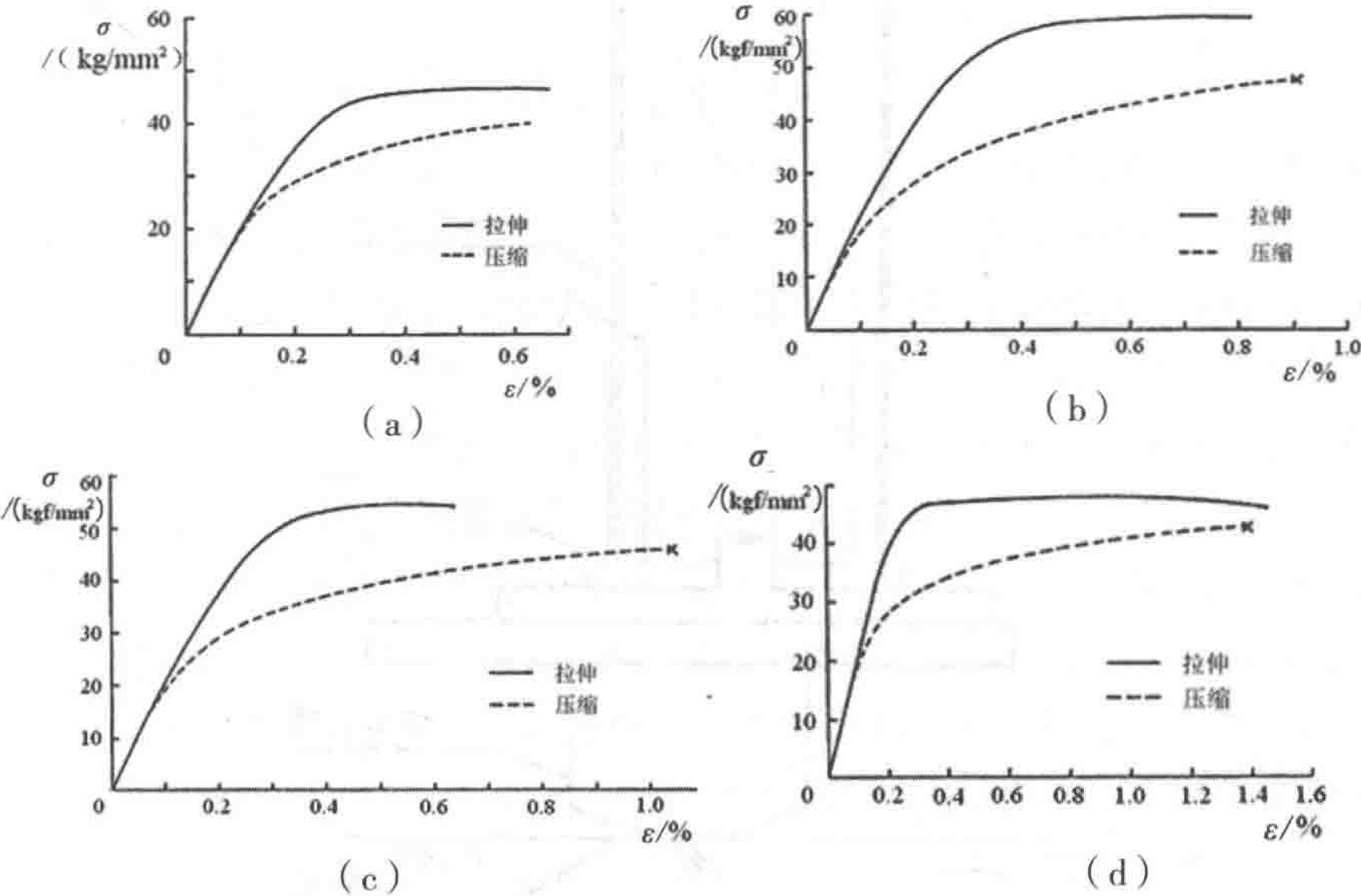


图 16.3　小尺寸试样应力 - 应变曲线

(a) A 系列　(b) B 系列　(c) C 系列　(d) D 系列

可能是试验结果与载荷－挠度曲线和载荷－端缩曲线解析解存在区别的主要原因之一。可通过热处理消除拉伸侧和压缩侧材料特性的差异，并减少 Bauschinger 效应。但由于薄壁管存在屈曲的可能性，故没有采用热处理。

16.2.3 屈曲试验程序 Buckling Test Procedures

对于大尺寸试样，轴向压缩载荷是偏心施加的，使用了安装在广岛大学的大型模型试验机，其重量约为 3 000 吨。试样两端采用销连接来仿真简支端部条件。每个试样两端均通过柱形塞与加载头连接，如图 16.1（c）所示。轴向载荷的偏心距取外径的 1/8、1/4 和 3/8 倍，偏心距通过改变塞与加载头的相对位置得到。这台试验机是水平式的，试样需水平放置。因而试样的自身重量导致其出现 0.63mm 的初始挠度。

对于小尺寸试样施加两种类型的载荷，即偏心轴向压缩载荷和纯弯曲载荷。偏心轴向载荷通过塞和球形支撑施加，如图 16.4 所示。纯弯曲载荷通过四点弯曲施加，如图 16.5 所示。试样两端插入刚性管，这样试样就不会在加

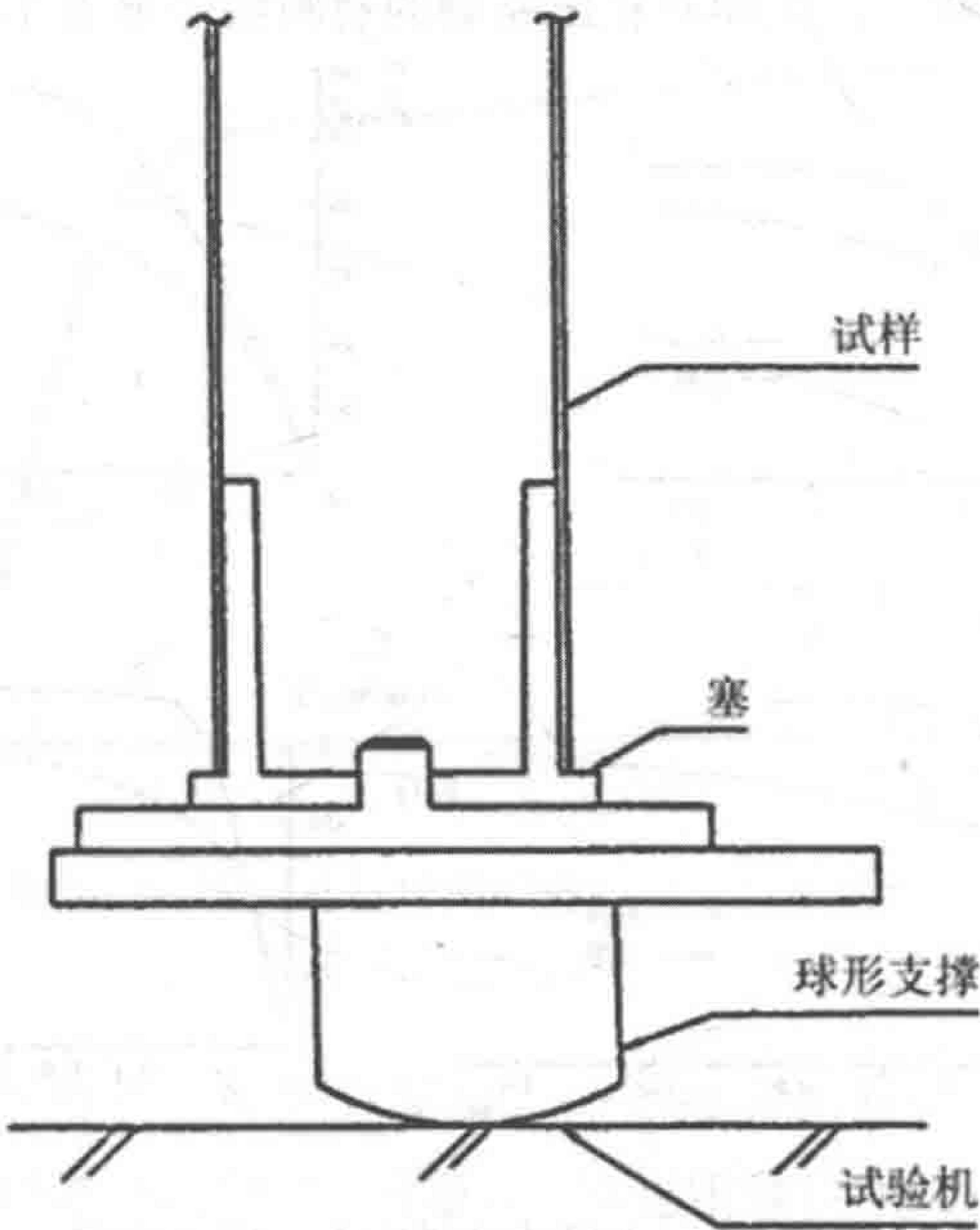


图 16.4 小尺寸试样偏心轴向推力试验的端部夹具

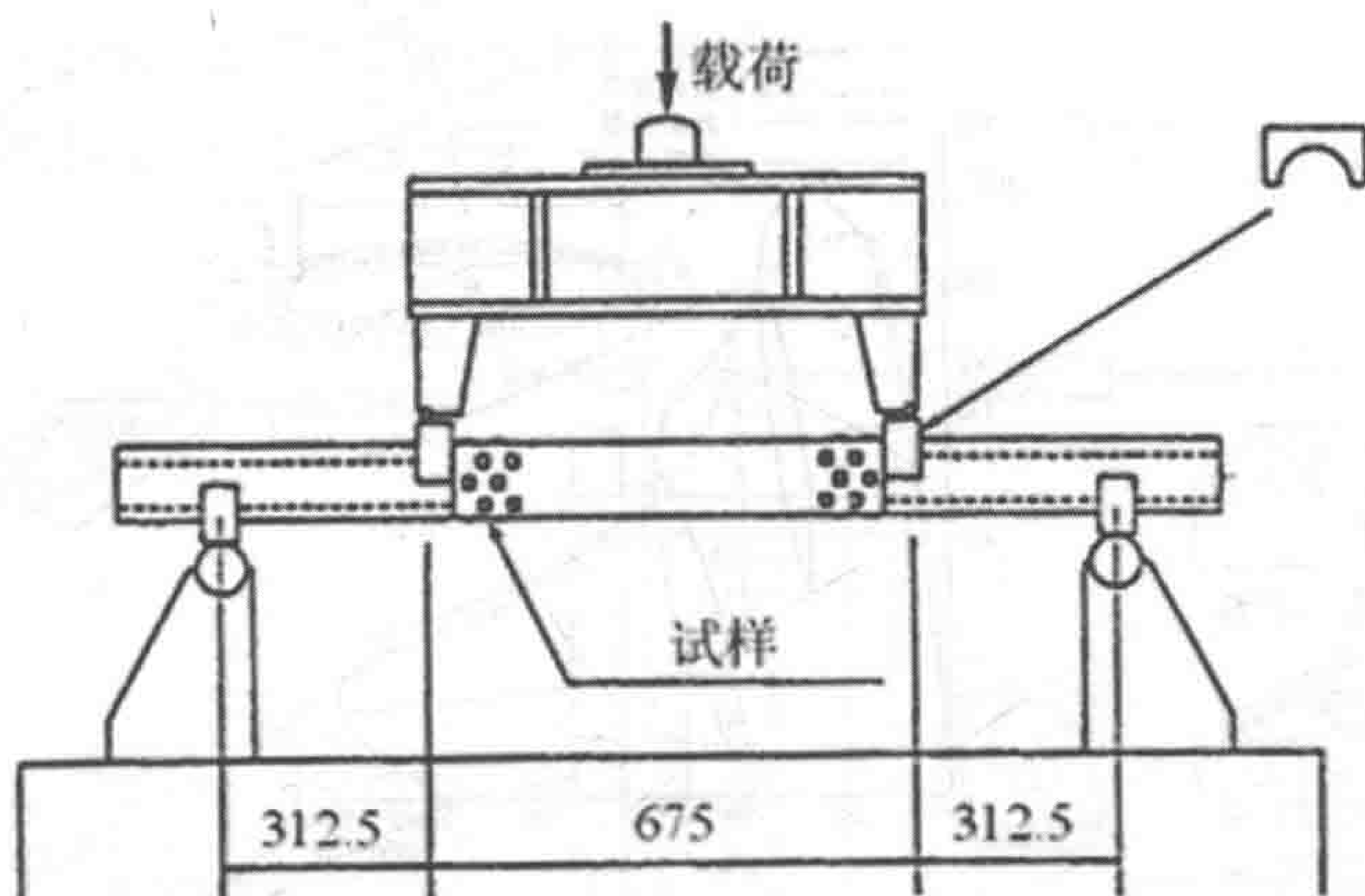


图 16.5　小尺寸试样纯弯曲试验装置

载点发生局部变形。试样通过摩擦型螺栓与刚性管连接。

实验过程中卸载和重新加载会重复几次，特别是出现局部屈曲后。轴向应变和周向应变、横向挠度以及载荷线位移均在实验中予以测量。

16.2.4　试验结果 Test Results

1. 使用大尺寸试样进行偏心轴向压缩试验

轴向载荷与横向挠度的关系如图 16.6 中实线所示。在所有情况下，横截面均未发现明显变形直至达到极限强度。达到极限强度后，载荷随着横向挠度增加而减小，在接近跨中点处发生局部屈曲，且承载力突然降低。横截面变形的局部屈曲模式近似于余弦模式，如图 16.7（a）所示。这种局部屈曲模式的波长在周向上几乎是一个半圆，而在轴向上则非常短。随着横向挠度进一步增加，在初始余弦屈曲波的底部出现局部凹陷变形，如图 16.7（b）所示。

水平扁平化部分逐渐增长并折向横截面 c-c’ 内。同时，在横截面 a-a’ 也观察到类似现象，但存在两个凹陷 A-B 和 A-C。横截面 c-c' 的水平扁平化部分逐渐增长直至几乎等于四分之一圆（如图 16.8（c）中的 B′-C′）。然后另外两个凹陷 A′-B′ 和 C′-D′ 开始增长，如图 16.7（c）所示。在此阶段，横截面 b-b′ 处观察到明显变形。最大压缩应变区出现局部余弦屈曲波，随后在波的两侧形成凹陷。所有大尺寸试样均观察到这种破坏模式，且与偏心距的大小无关。需注意的是充分发展屈曲波（见图 16.7（c）中的 B′-C′）的长度接近于纯压缩作用下壳屈曲波的长度。

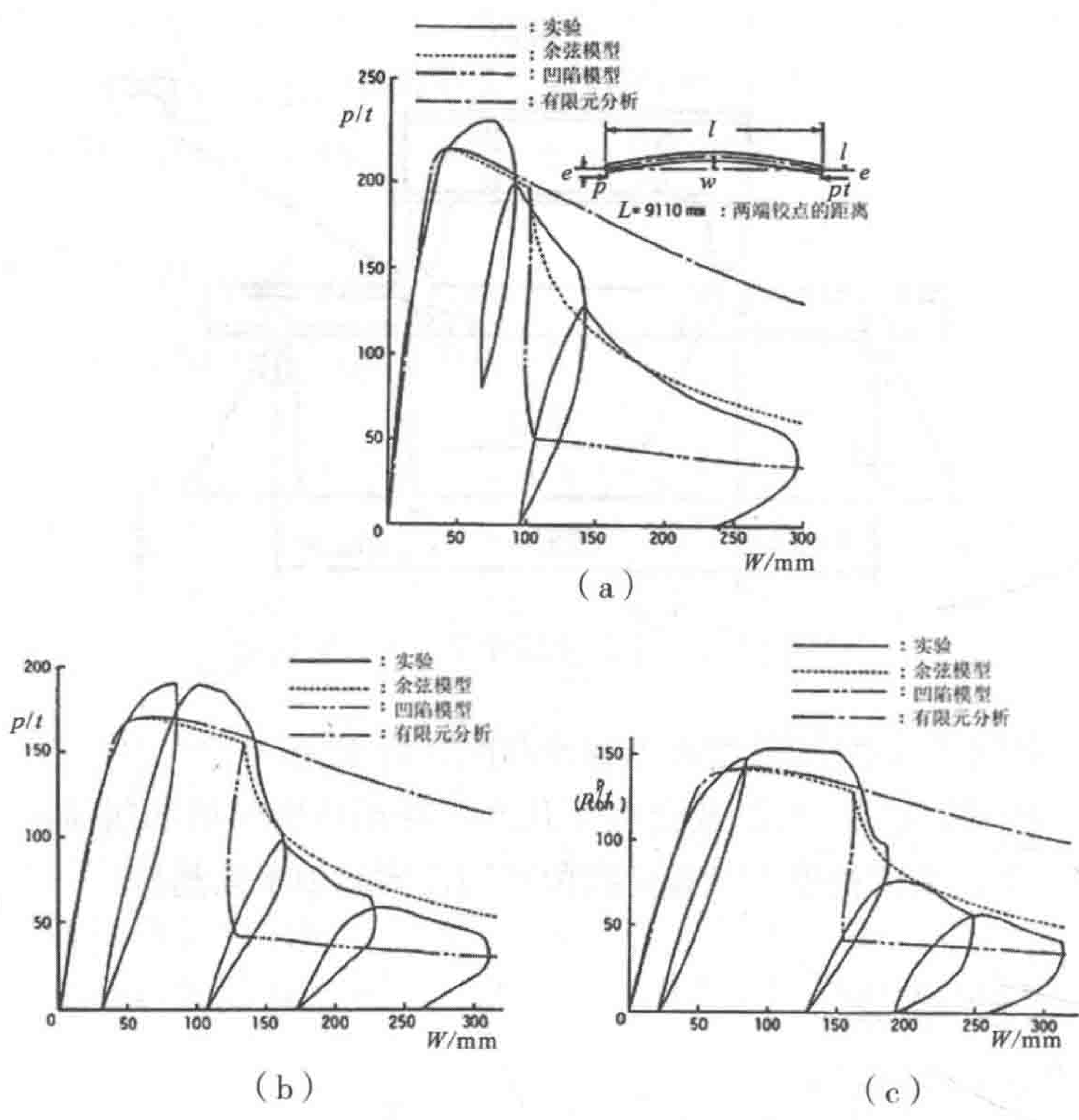


图 16.6 承载偏心轴向推力的大尺寸试样的载荷－横向挠度曲线

(a) e/D=1/8 (b) e/D=1/4 (c) e/D=3/8

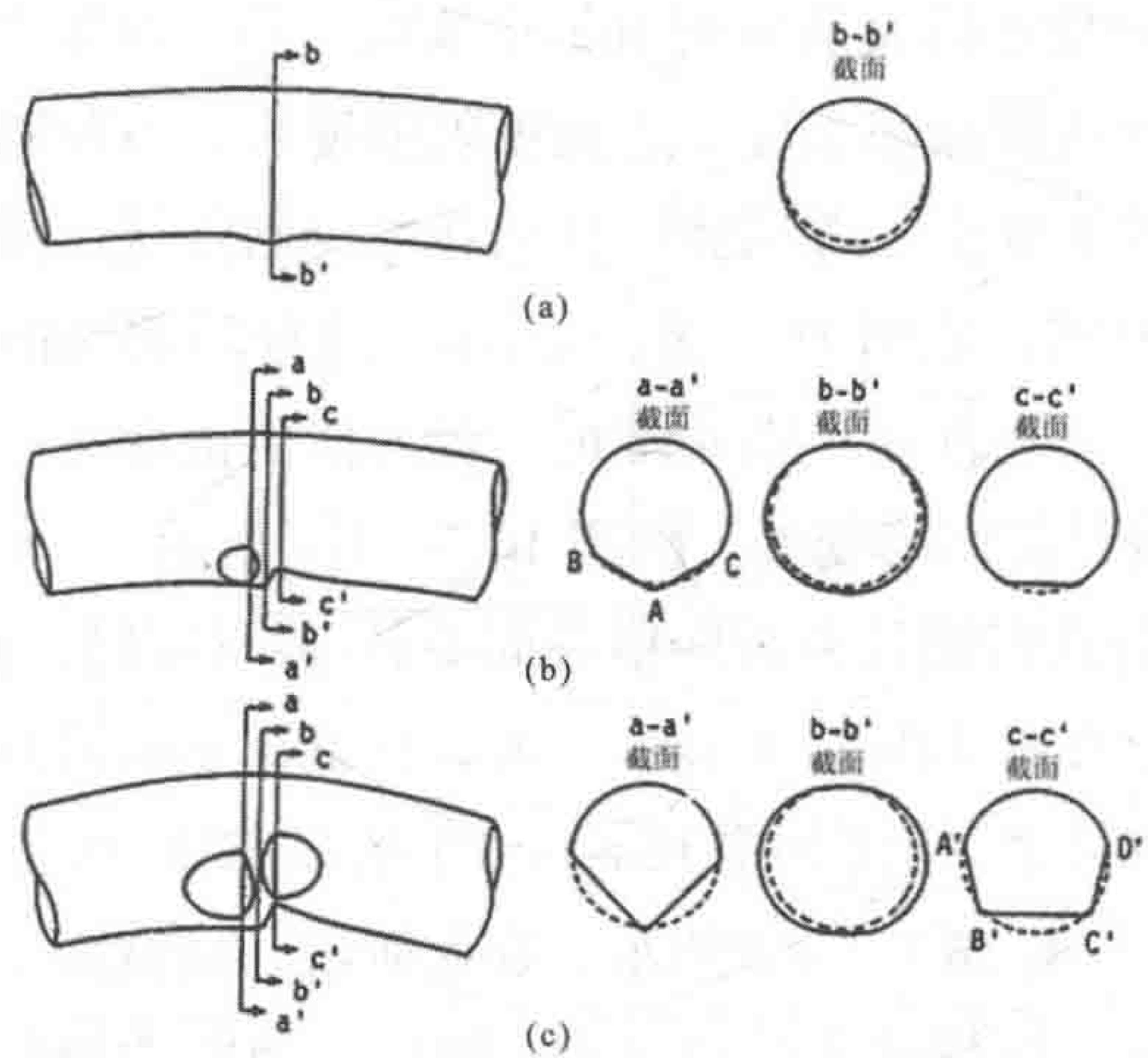


图 16.7 余弦模式局部屈曲

(a) 初始模式 (b) 后续模式 1 (c) 后续模式 2

2. 使用小尺寸试样进行偏心轴向压缩试验

试验设备和仪器如图 16.8 所示。

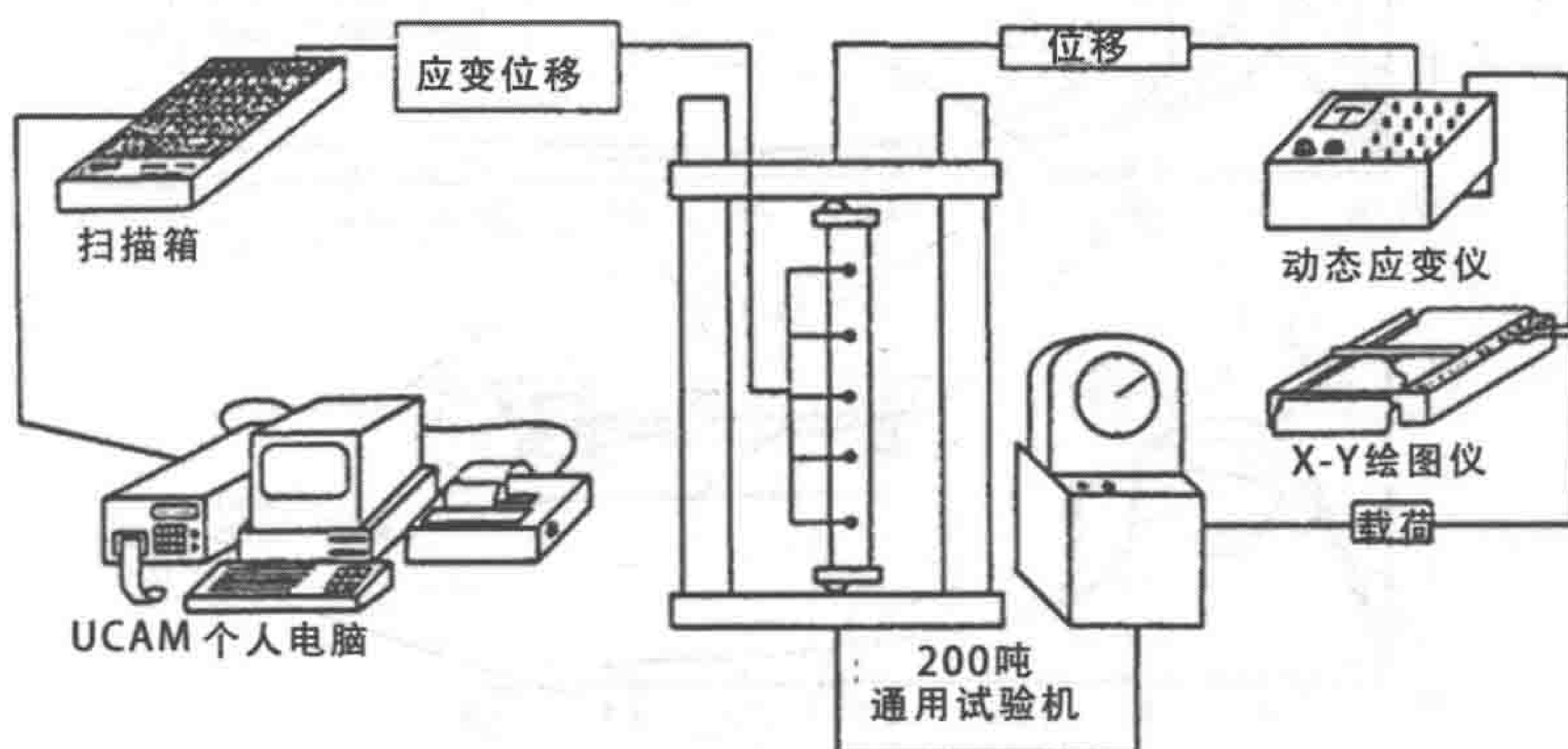


图 16.8　屈曲 / 破坏试验设备

轴向载荷与端缩的关系如图 16.9（a）、（b）、（c）和（d）所示。这些图表明：极限强度随着偏心距增加而增加，局部屈曲发生前会出现较大位移。图中略去了卸载和加载路径。

长度增加时可观察到同样的趋势。

如果长度和直径厚度比不变，则发生局部屈曲后载荷 – 位移路径将收敛至一特定值。

大尺寸试样以余弦模式发生局部屈曲，但只有三个小尺寸试样发生余弦模式的局部屈曲，其余 13 个试样均以凹陷模式发生局部屈曲。随着横向挠度增加，凹陷型局部屈曲出现凹陷增长，直至其大小达到约四分之一圆。然后在邻近初始凹陷的横截面 b–b' 处形成两个凹陷，如图 16.10（b）所示。随着横向挠度进一步增加，另外两个凹陷开始在初始凹陷横截面 a–a' 处增长，如图 16.10（c）所示。发生何种模式的局部屈曲尚无法确定。但屈曲模式取决于直径厚度比、横截面处轴向力和弯矩的组合以及材料特性。

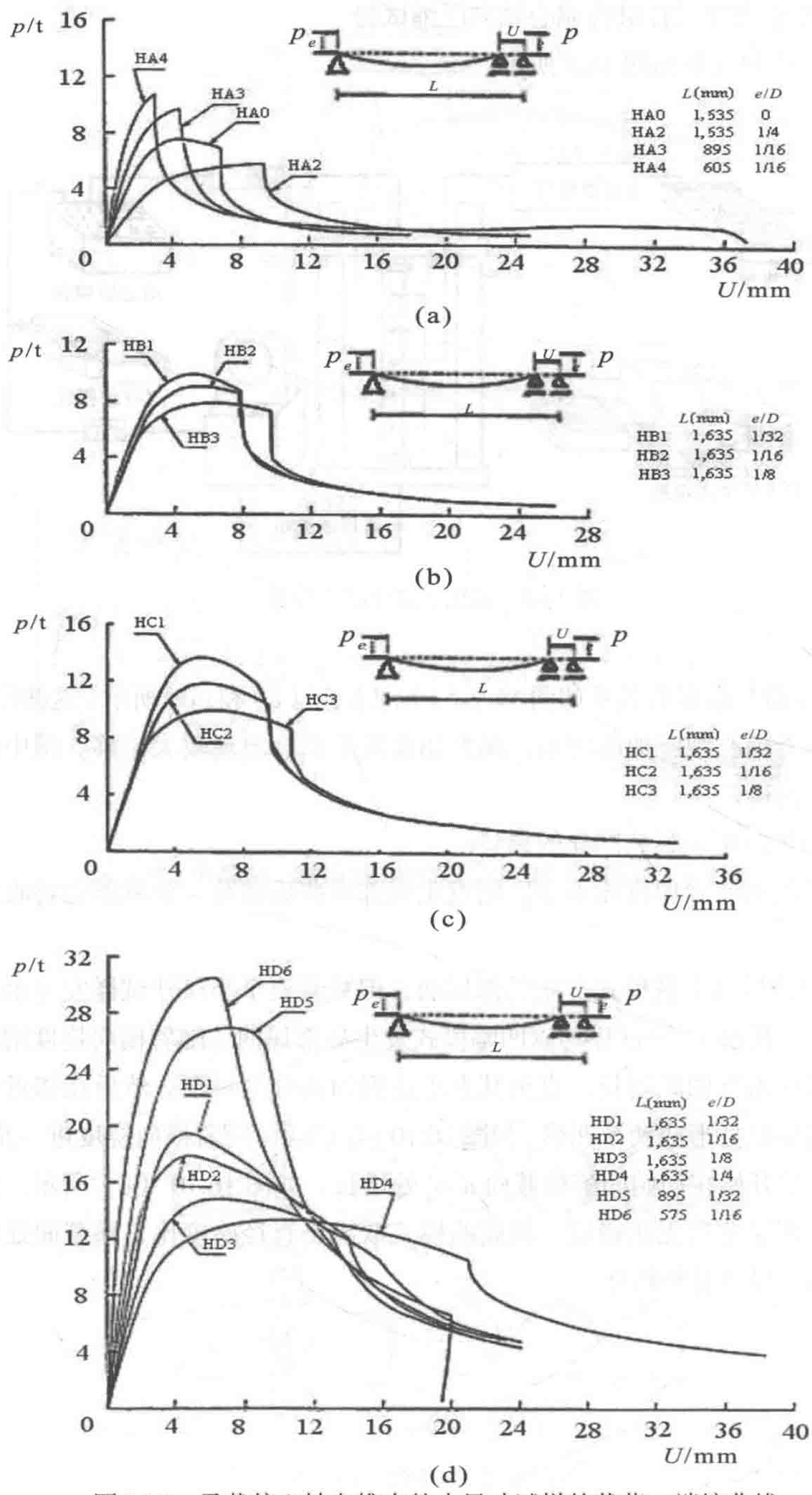


图 16.9　承载偏心轴向推力的小尺寸试样的载荷 - 端缩曲线

(a) D/t=97.0　(b) D/t=81.2　(c) D/t=61.4　(d) D/t=40.0

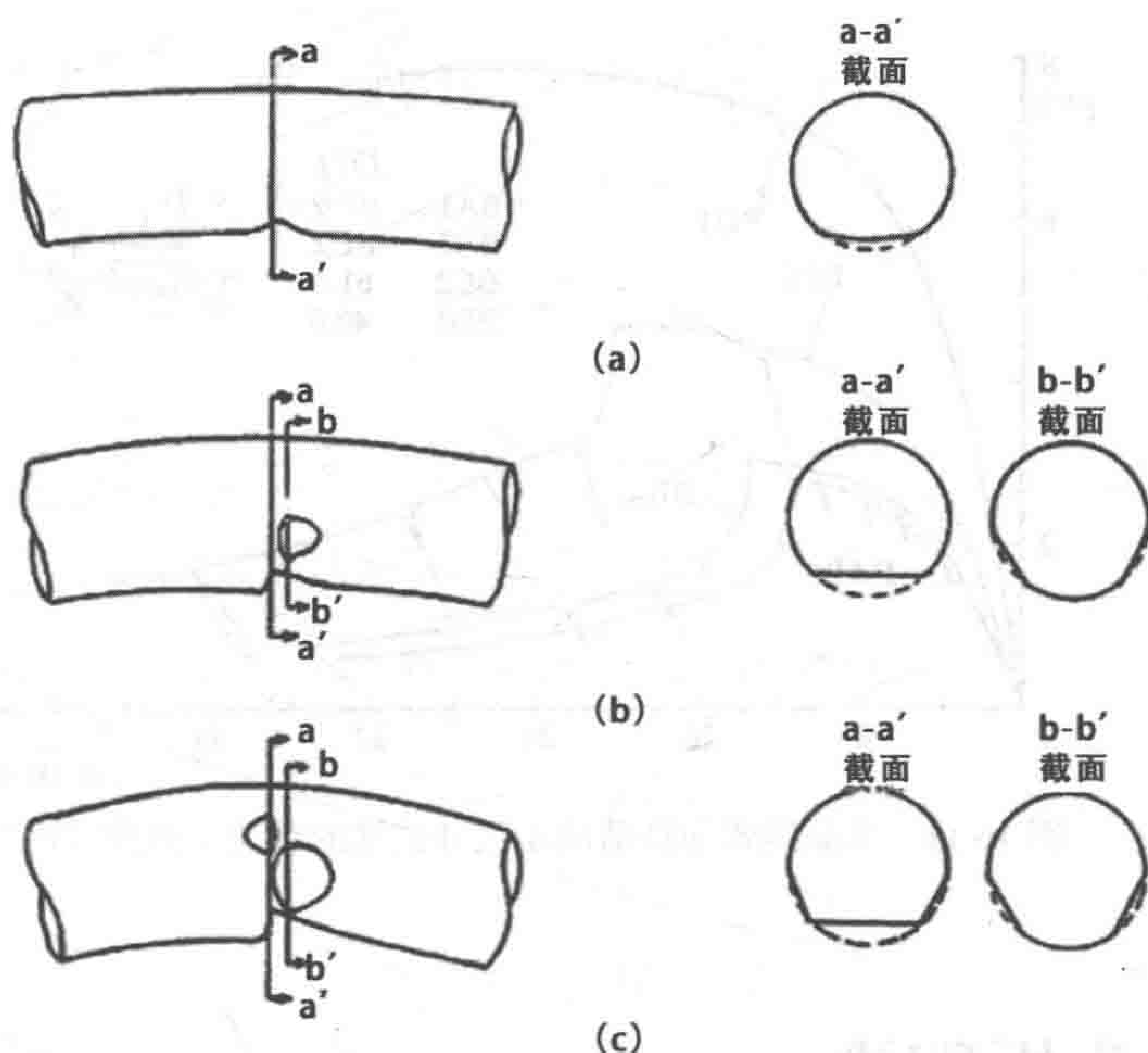


图 16.10　凹陷模式局部屈曲

(a) 初始模式　(b) 后续模式 1　(c) 后续模式 2

3. 小尺寸试样的纯弯曲试验

载荷与载荷线位移关系如图 16.11 所示。BD1 试样在局部屈曲发生前于端部附近螺栓孔处出现破裂。随着载荷增加，所有试样均观察到横截面扁平化现象。此外，两或三个半波的波纹变形开始增长并接近极限强度。横截面发生扁平化并形成波纹时可以达到极限强度。对于薄壁管，当凹陷接近其极限强度时一个波纹的底部会突然改变，导致承载力降低。与此相反，厚壁试样在达到极限强度后波纹变形才开始增长，然后波纹会突然转变为局部凹陷。

局部屈曲的产生是否是波纹变形或形成凹陷所致尚不清楚，但必须对形成凹陷予以重点关注，因为其导致承载力突然降低。

初始凹陷形成后，新凹陷的形成与偏心轴向压缩作用下新凹陷的形成情况几乎相同。

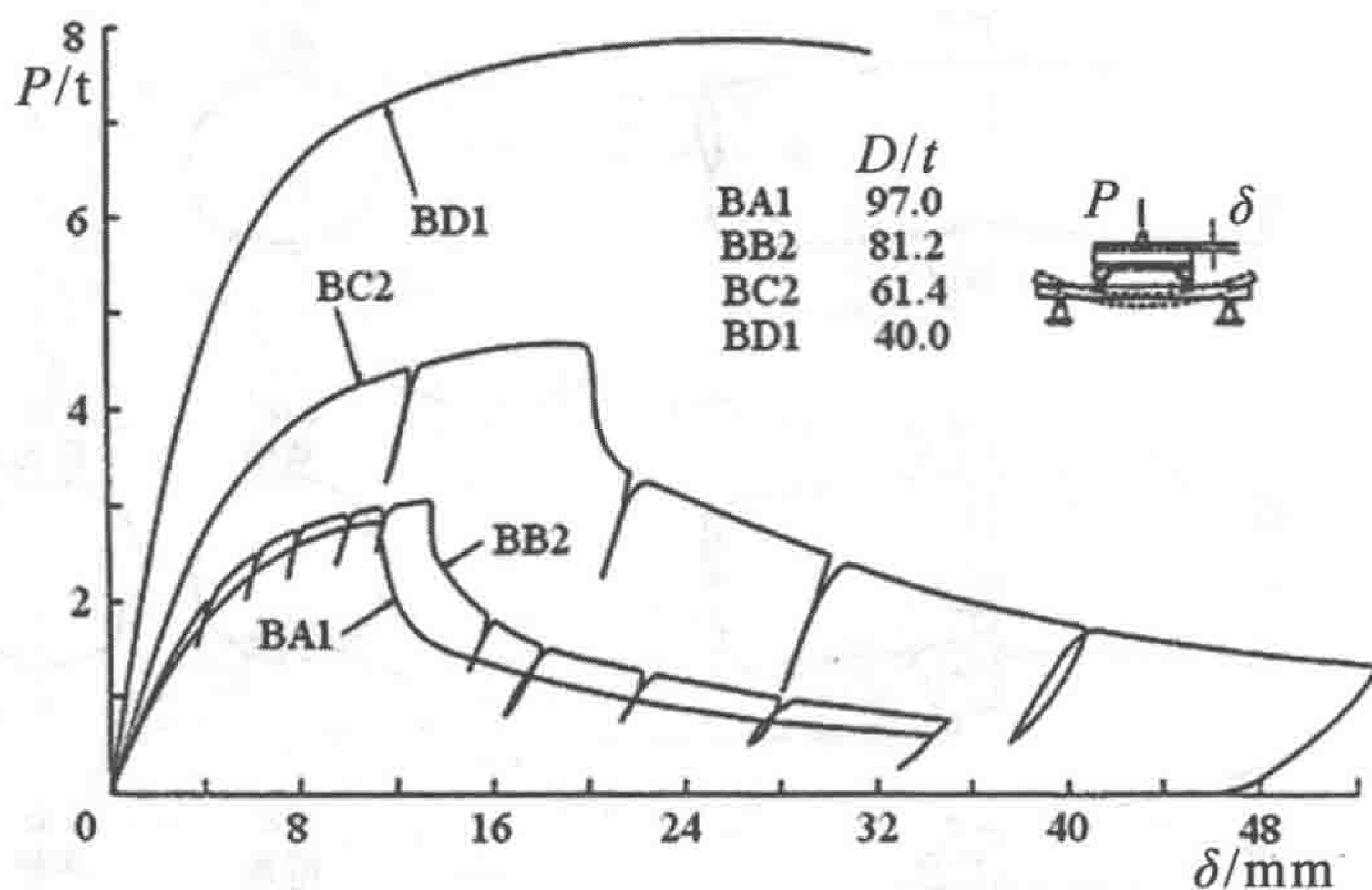


图 16.11　承载纯弯曲载荷的小尺寸试样的载荷 – 载荷线曲线

16.3　分析理论
Theory of Analysis

16.3.1　弹塑性大挠度简化分析
Simplified Elasto-Plastic Large Deflection Analysis

本节将提出一个分析模型，可对管状构件的弹塑性大挠度特性进行仿真。模型考虑到了局部屈曲的影响。假定材料为理想弹塑性材料，并且局部屈曲在塑性化之后发生。

局部屈曲的预分析。

假定管状构件具有正弦形式的初始挠度：

$$w_0 = a_0 \sin \frac{\pi x}{l} \tag{16.1}$$

式中：

l 为管状构件长度；

a_0 为初始挠度大小。

梁 – 柱平衡方程可表达为

$$EI=\frac{d^4}{dx^4}(w-w_0)+P\frac{d^2w}{dx^2}=q \qquad (16.2)$$

式中:

w 为 总挠度;

P 为轴向力（压缩时为正）;

E 为杨氏模量;

I 为横截面的惯性矩。

式（16.2）的通解可表达如下:

$$w=\alpha_1\cos kx+\alpha_2\sin kx+\alpha_3 x+\alpha_4+Q'\sin\pi x/l+f \qquad (16.3)$$

式中:

$$k=\sqrt{P/EI} \qquad (16.4)$$

$$Q'=a_0 P_E/(P_E-P) \qquad (16.5)$$

$$P_E=\pi^2 EI/l^2 \qquad (16.6)$$

$f(q)$ 为横向载荷 q 所产生的挠度。

假定构件受到轴向压缩、端部力矩和线性分布横向载荷的作用，如图 16.12 所示。如果两端都为简支，则式（16.3）可简化为

$$w_e=\frac{1}{P}\left[\left(M_i+\frac{q_i}{k^2}\right)\left\{\frac{\sin k(1-x)}{\sin kl}+\frac{1-x}{1}\right\}-\left(M_j+\frac{q_j}{k^2}\right)\left(\frac{\sin kx}{\sin kl}+\frac{x}{1}\right)\right]+$$
$$\frac{a_0P}{P_E}+\frac{1}{P}\left\{-\left[\frac{q_j}{6}+\frac{q_i}{3}\right]lx+\frac{1}{2}q_i x^2+\frac{1}{6l}(q_j-q_i)x^3\right\} \qquad (16.7)$$

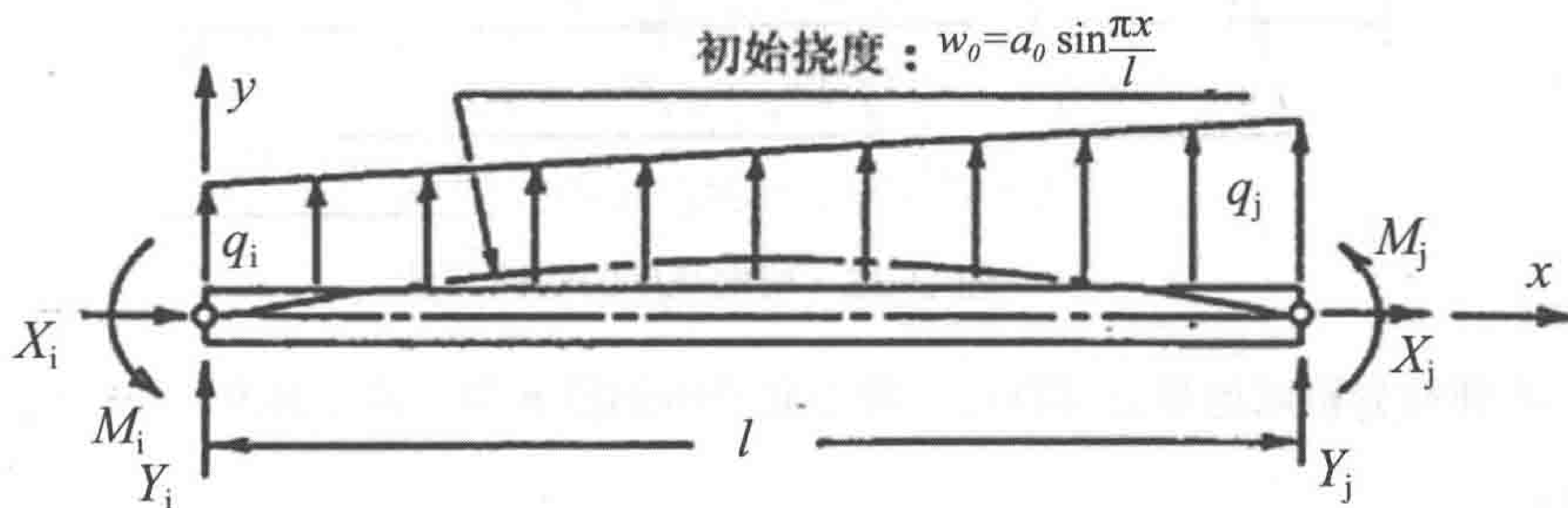


图 16.12　外部载荷作用下的梁 – 柱构件

式（16.7）的下标 e 为弹性范围。式（16.7）给出了塑性化发生前的轴向力和横向挠度关系。利用此挠度，平均压缩轴向应变可表达为

$$\varepsilon=\frac{P}{EA}+\frac{1}{2l}+\int_0^l\left[\left(\frac{\mathrm{d}w_e}{\mathrm{d}x}\right)^2-\left(\frac{\mathrm{d}w_0}{\mathrm{d}x}\right)^2\right]\mathrm{d}x \tag{16.8}$$

在非弹性区，抗挠刚度在构件上的分布并不均匀。这种情况下可引入挠度的塑性分量 wp。因而总挠度可表达为弹性分量和塑性分量之和

$$w=w_e+w_p \tag{16.9}$$

式中 w_p 为挠度塑性分量所有增量的累积值，假定塑性分量为以下形式：

$$\mathrm{d}w_p=cx/l_1 \qquad 0\leqslant x<l_1 \tag{16.10}$$

$$\mathrm{d}w_p=c(\gamma_1x^2+\gamma_2x+\gamma_3) \qquad l_1\leqslant x<l_1+l_p \tag{16.11}$$

$$\mathrm{d}w_p=c(l-x)/l_{\mathrm{II}} \qquad l_1+l_p\leqslant x\leqslant l \tag{16.12}$$

式中：

$$\gamma_1=-l/2l_{\mathrm{I}}\,l_{\mathrm{II}}\,l_p \tag{16.13}$$

$$\gamma_2=(l_{\mathrm{II}}\,l_p+ll_1)/l_{\mathrm{I}}\,l_{\mathrm{II}}\,l_p \tag{16.14}$$

$$\gamma_3=-l_1^2l/2l_{\mathrm{I}}\,l_{\mathrm{II}}\,l_p \tag{16.15}$$

式（16.10）至（16.12）所示表的挠度模式如图 16.13 所示。此塑性挠度分量的增量在区域 $l_p(l_1\leqslant x\leqslant l_1+l_p)$ 内产生恒定塑性曲率。l_p 的估算程序将在以后讨论。

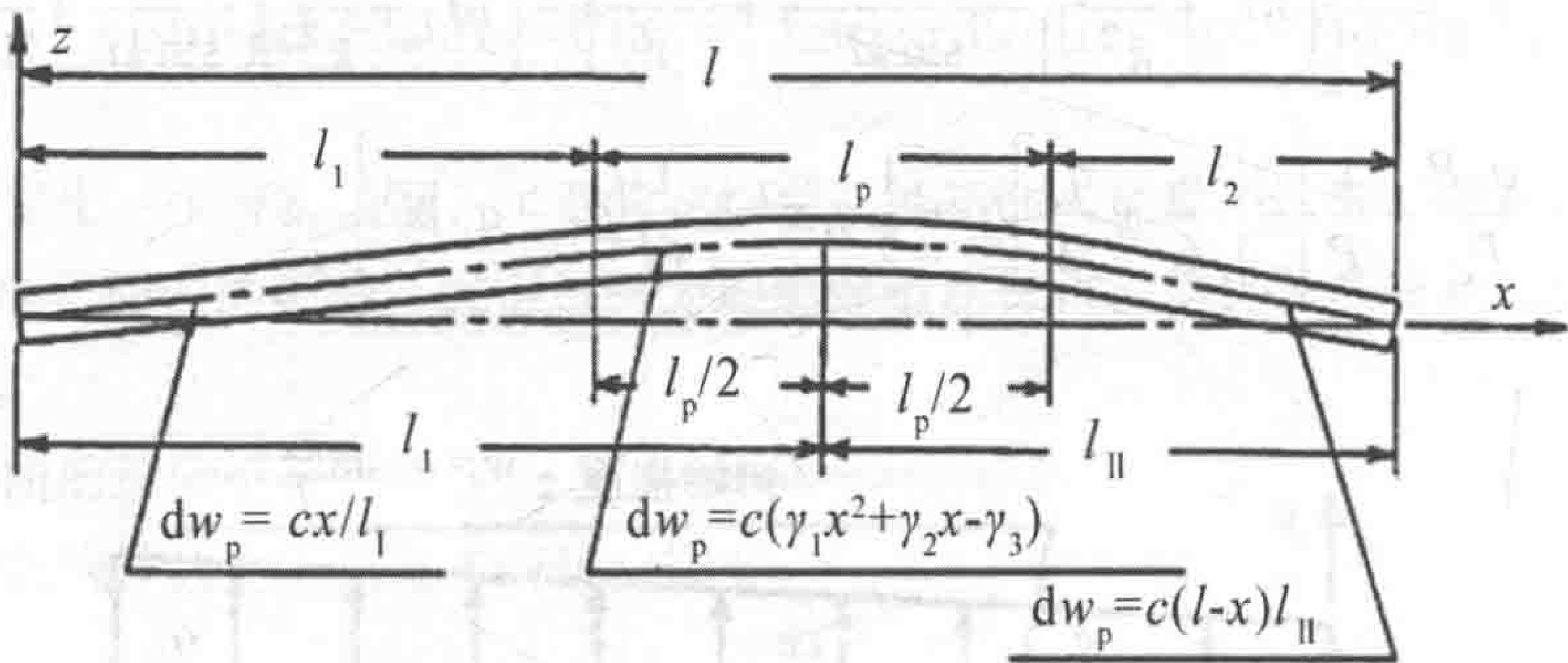


图 16.13　横向挠度的塑性分量

非弹性分析以增量方式进行。对于此分析的第 n 步，式（16.9）中的 w_p 可表达为：

$$w_p(n)=w_p(n-1)+\mathrm{d}w_p(n) \tag{16.16}$$

式中：$w_p(n-1)$ 为直至第 $(n-1)$ 步时塑性挠度增量的累积值，为 $dw_p(n)$ 第 n 步时的增量。

发生初步屈服后，根据弯曲拉伸侧的应变大小，横截面可能存在两种应力分布，如图 16.14 所示。针对这两种应力分布，轴向力和弯矩可估算为

$$p = 2\int_0^{\alpha_1} \sigma_y Rt d\theta + 2\int_{\alpha_1}^{\pi-\alpha_2} \frac{\eta + R\cos\theta}{\eta + R\cos\alpha_1} \sigma_y Rt d\theta - 2\int_{\pi-\alpha_2}^{\pi} \sigma_y Rt d\theta \tag{16.17}$$

$$M = 2\int_0^{\alpha_1} \sigma_y R^2 t \cos d\theta + 2\int_{\alpha_1}^{\pi-\alpha_2} \frac{\eta + \cos\theta}{\eta + R\cos\alpha_1} \sigma_y R^2 t\cos\theta d\theta - 2\int_{\pi-\alpha_2}^{\pi} \sigma_y R^2 t\theta d\theta \tag{16.18}$$

式中：

σ_y 为屈服应力；

对于应力分布情况 A，α_2 可取 0。

根据弯矩平衡条件可得

$$P(w_e+w_p+e_0)+Q=M \tag{16.19}$$

式中：

$$e_0=e_i+l_i(e_i-e_j)/l,\quad e_i=-M_i/P,\quad e_j=-M_j/P \tag{16.20}$$

Q 为分布式横向载荷 W 所导致的弯矩。

此外，横截面的曲率可表达为

$$\frac{1}{\rho} = -\frac{\sigma_y}{E(\eta + R\cos\alpha_1)} = \frac{d^2}{dx^2}(w_e + w_p - w_0) \tag{16.21}$$

对于应力分布情况 A，利用式（16.7）、（16.10）、（16.11）和（16.12）可将式（16.17）、（16.19）和（16.21）简化为

$$P(\eta+f_1)=f_2+c_1\eta \tag{16.22}$$

$$P(w+e_0)=f_3+(f_4+f_5\eta)/(\eta+f_1)+f_6 \tag{16.23}$$

$$c_2/(\eta+f_1)=\kappa \tag{16.24}$$

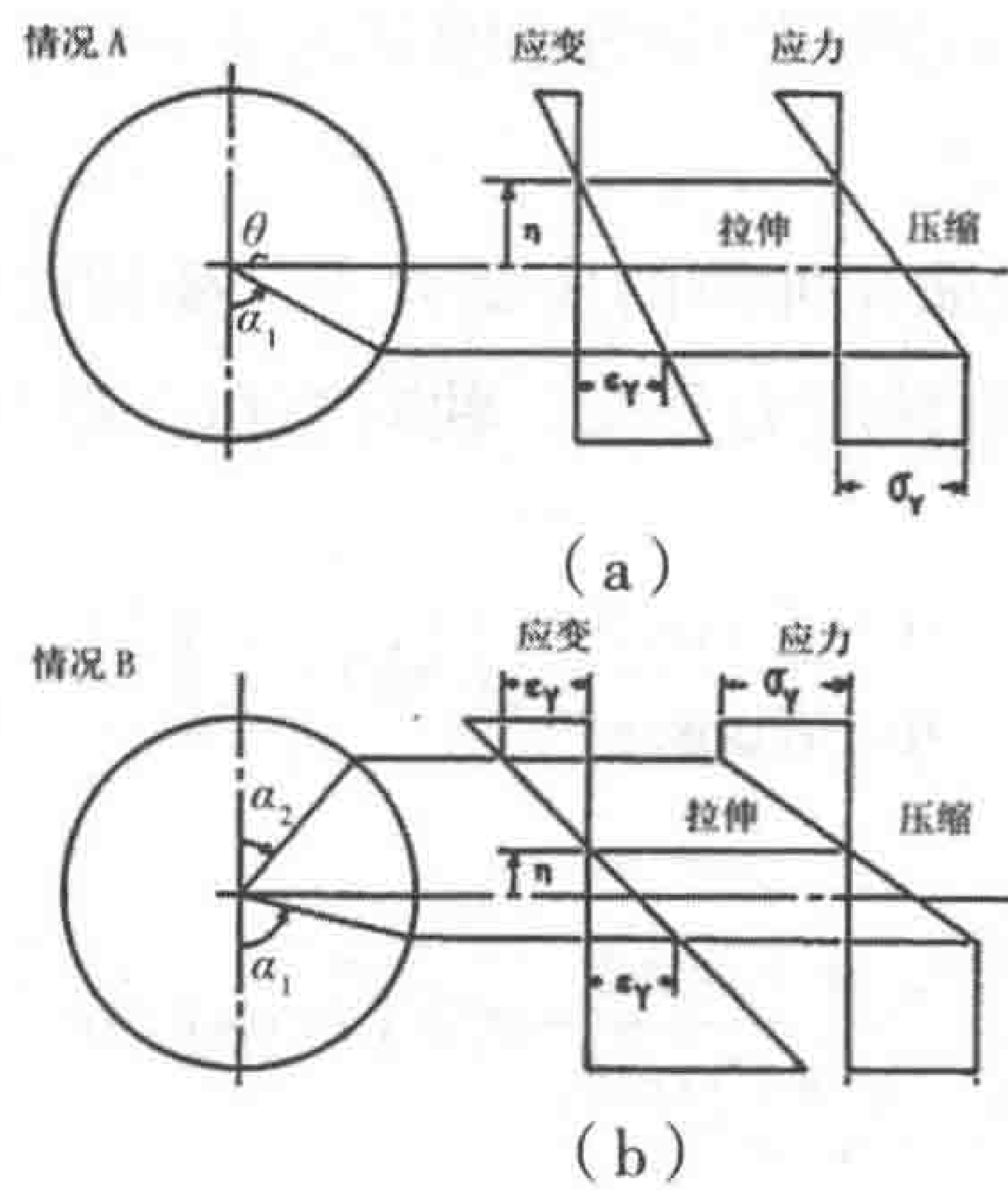


图 16.14 无局部屈曲的弹塑性应力分布
（a）情况 A （b）情况 B

式中：

$$f_1 = R\cos\alpha_1$$

$$f_2 = 2\sigma_y R^2 t(\alpha_1\cos\alpha_1 - \sin\alpha_1)$$

$$f_3 = 2\sigma_y R^2 t\sin\alpha_1$$

$$f_4 = \sigma_y R^3 t(\pi - \alpha_1 - \sin\alpha_1\cos\alpha_1) \tag{16.25}$$

$$f_5 = -2\sigma_y R^2 t\sin\alpha_1$$

$$f_6 = q_j\left(l_1^3 / l - l_1\right)/6 - q_i\left(l_1^3 / 6l - l_1^2 / 2 + l_1 / 3\right)$$

$$c_1 = 2\pi\sigma_y Rt$$

$$c_2 = l_2\sigma_y / \pi^2 E \tag{16.26}$$

$$w = \left(w_e + w_p\right)_{|x=l_1} \tag{16.27}$$

$$\kappa = \frac{d^2\left(w_e + w_p - w_0\right)}{dx^2}\Big|_{x=l_1}$$

采用类似方法可得到以下应力分布情况 B 的公式：

$$P(\eta + f_1) = f_2 + h_1 + (c_2 - h_2)\eta \tag{16.28}$$

$$P(w + e_0) = f_3 + h_4 + \{f_4 - h_3 + (f_5 + h_4)\eta\}/(\eta + f_1) + f_6 \tag{16.29}$$

$$c_2/(\eta + f_1) = \kappa \tag{16.30}$$

$$\eta = R(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1)/2 \tag{16.31}$$

式中：

$$\begin{aligned} h_1 &= 2\sigma_y R^2 t\left(\sin\alpha_2 - \alpha_2\cos\alpha_1\right) \\ h_2 &= 4\sigma_y R t\alpha_2 \\ h_3 &= \sigma_y R^3 t\left(\alpha_2 + \sin\alpha_2\cos\alpha_2\right) \\ h_4 &= 2\sigma_y R^2 t\sin\alpha_2 \end{aligned} \tag{16.32}$$

根据P、η和α_1（及α_2），分别针对应力分布情况 A 求解式（16.22）~ 式（16.24）及应力分布情况 B 求解式（16.28）~ 式（16.31），即可得到轴向载荷和横向挠度之间的关系。

弹塑性范围内的平均压缩轴向应变可表达为

$$\varepsilon = \frac{P}{EA}\frac{l-2R}{l} + \frac{2R}{l}\frac{\eta\sigma_y}{E\left(\eta + R\cos\alpha_1\right)} + \frac{1}{2l}\int_0^l\left[(\frac{dw}{dx})^2 - (\frac{dw_0}{dx})^2\right]dx \tag{16.33}$$

式（16. 33）右边第二项为轴向应变的塑性分量。假定在 $2R$ 范围内塑性应变为$\eta\sigma_y/(\eta + R\cos\alpha_1)$均匀分布。

1. 局部屈曲的临界条件

根据经典弹性稳定理论，轴向压缩作用下圆柱壳的临界屈曲应变可由下式予以表达（Timoshenko 和 Gere, 1961）：

$$\varepsilon_{cr} = \frac{1}{3\sqrt{1-\upsilon^2}}\frac{t}{R} = 0.61\frac{t}{R} \tag{16.34}$$

而塑性壳屈曲的临界应变则由 Gerard（1962）和 Batterman（1965）等给出。Reddy（1979）总结壳的临界屈曲应变在下述范围内发生，包括纯弯曲情况：

$$0.2\frac{t}{R} < \varepsilon_{cr} < 0.4\frac{t}{R} \tag{16.35}$$

轴向力和弯矩通常存在于管状构件的横截面处，因而横截面处的应变是不均匀的。本章提出以下经验公式，将临界屈曲应变通过最大弯曲应变与轴向应变之比 $\varepsilon_b/\varepsilon_a$ 和壁厚与半径之比 t/R 来表达：

$$\varepsilon_{cr} = 0.155\{0.25(\varepsilon_b/\varepsilon_a)^2 + 1.0\}(t/R) \quad 当\ \varepsilon_b/\varepsilon_a \leqslant 2.5 时 \tag{16.36}$$

$$\varepsilon_{cr}=0.4t/R \qquad 当\ \varepsilon_b/\varepsilon_a \geqslant 2.5\ 时$$

图 16.15 为 Reddy（1979）收集和整理的实验临界屈曲应变。由式（16.36）估算的临界屈曲应变落在两条直线 0.155 t/R 和 0.4 t/R 之间，取决于 $\varepsilon_b/\varepsilon_a$ 的大小。

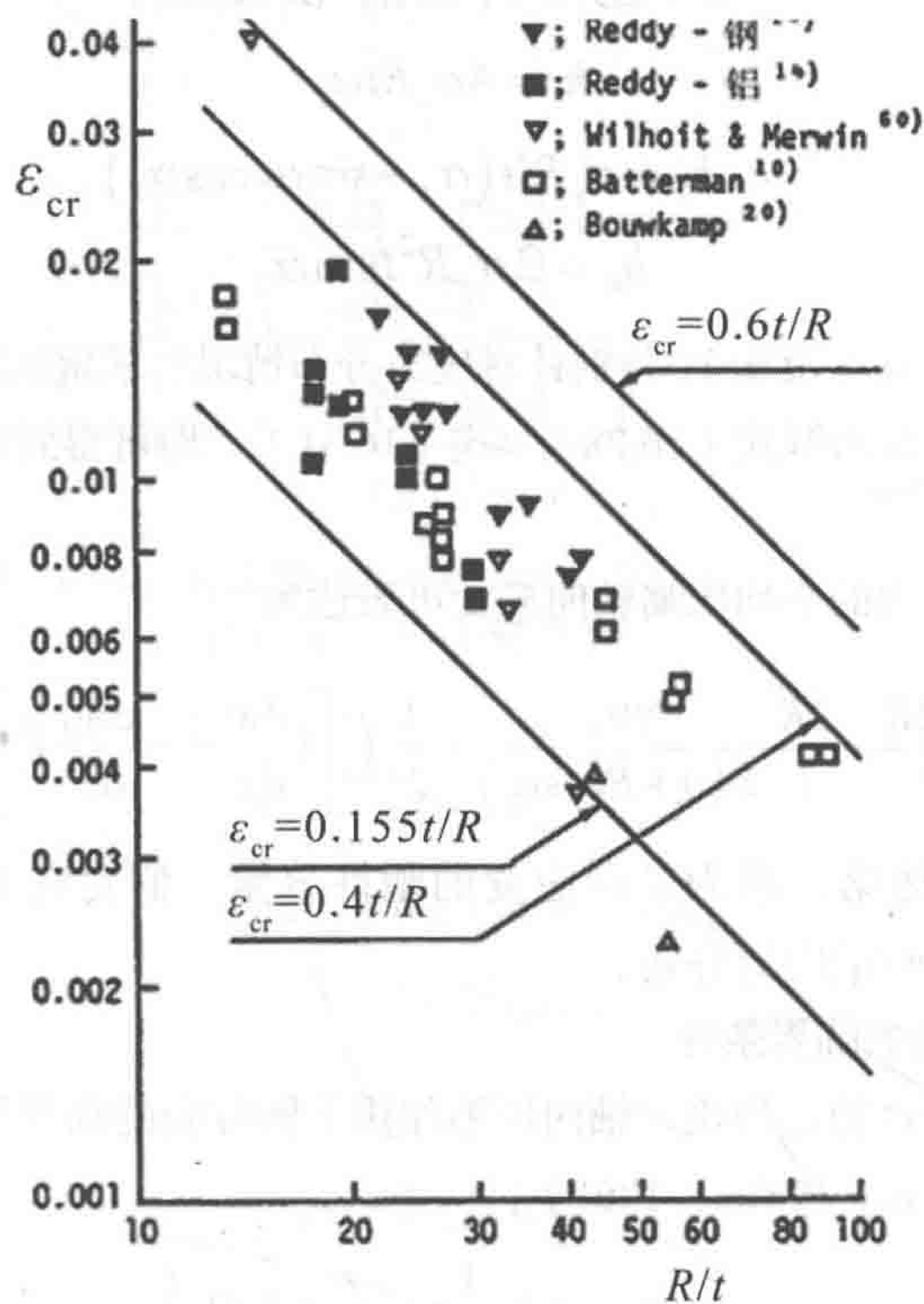


图 16.15　临界屈曲应变

2. 后局部屈曲分析

如 16.2 节所述，局部屈曲以余弦模式或凹陷模式发生，因而提出两种分析模型 COS 模型和 DENT 模型。

1）COS 模型

假定在轴向应变超过 ε_{cr} 的区域中会发生局部屈曲变形。在轴向上，其模式可近似表达如下 [见图 16.16（a）]:

$$w_b=(\delta/2)\{1-\cos(2\pi x/s)\} \tag{16.37}$$

式中：

s 为轴向屈曲波长，取值为 0.7 乘以根据经典弹性稳定理论估算的弹性屈曲波长，即

$$s = 0.7\frac{\pi}{\sqrt[4]{12\left(1-\nu^2\right)}}\sqrt{Rt} = 1.21\sqrt{Rt} \tag{16.38}$$

对于发生局部屈曲的管壁纤维，其轴向应变可表达为

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{cr}} + (1/2s)\int_0^S (\text{d}w_\text{b}/\text{d}x)^2 \text{d}x = \varepsilon_{\text{cr}} + (\pi^2/4)(\delta/s)^2 \tag{16.39}$$

此外，根据管壁上单位宽度条带的弯矩平衡条件可以得到以下公式 [见图 16.16（b）]：

$$\Delta F_\text{b}\delta - 2\Delta M_\text{b} = 0 \tag{16.40}$$

推导式（16.40）时未考虑条带之间的相互作用。根据先前的假设，局部屈曲在塑性区发生。因而 ΔF_b 和 ΔM_b 需满足完全塑性相互作用关系，可表达为

$$\Delta M_\text{b}/M_0 = 1 - (\Delta F_\text{b}/F_0)^2 \tag{16.41}$$

式中：

$$F_0 = t\sigma_r$$

$$M_0 = t^2\sigma_\text{y}/4 \tag{16.42}$$

利用式（16.39）、（16.40）和（16.41），可以得到应力 - 应变和局部横向挠度应力关系：

$$\sigma/\sigma_\text{y} = \left[\sqrt{4+\mu^2} - \mu\right]/2 \tag{16.43}$$

$$\delta/t = (1 - \sigma/\sigma_\text{y})^2/(2\sigma/\sigma_\text{y}) \tag{16.44}$$

式中：

$$\mu = (4s/\pi t)\sqrt{\varepsilon - \varepsilon_{\text{cr}}} \tag{16.45}$$

式（16.43）所表示的应力 – 应变关系如图 16.16（c）所示。采用此模型，局部屈曲发生后管横截面的应力分布如图 16.17 所示。对于应力分布情况 A，可推导出以下关系替换式（16.22）和式（16.23）：

$$P(\eta + f_1) = f_2 + f_2' + (c + c_1')\eta \tag{16.46}$$

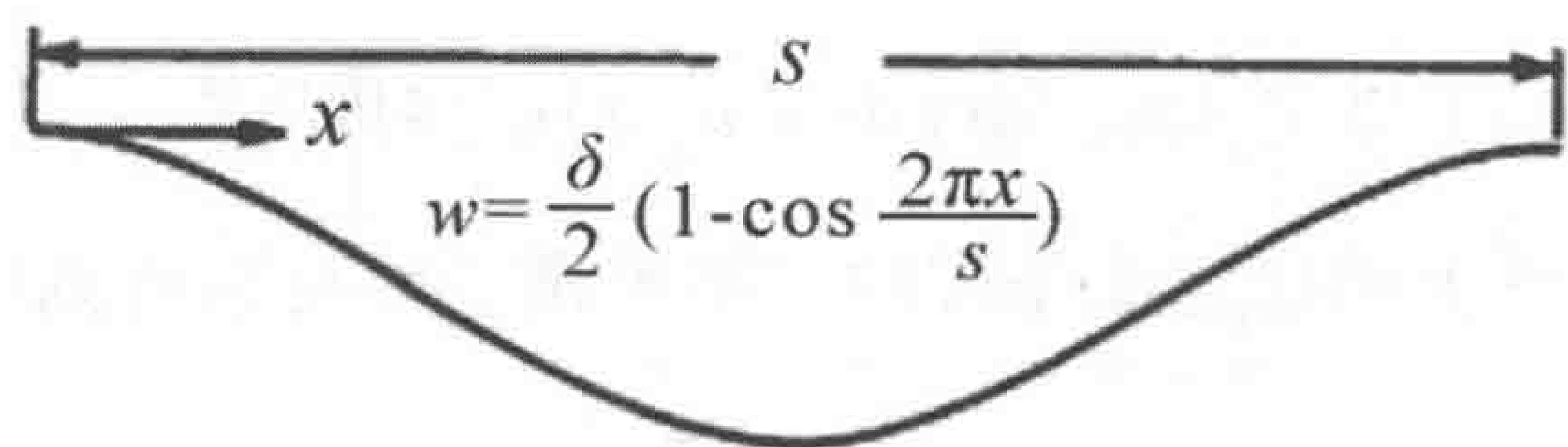
$$P(w + e_0) = f_3 + f_3' + (f_4 + f_5\eta)/(f_1 + \eta) + f_6 \tag{16.47}$$

式中：

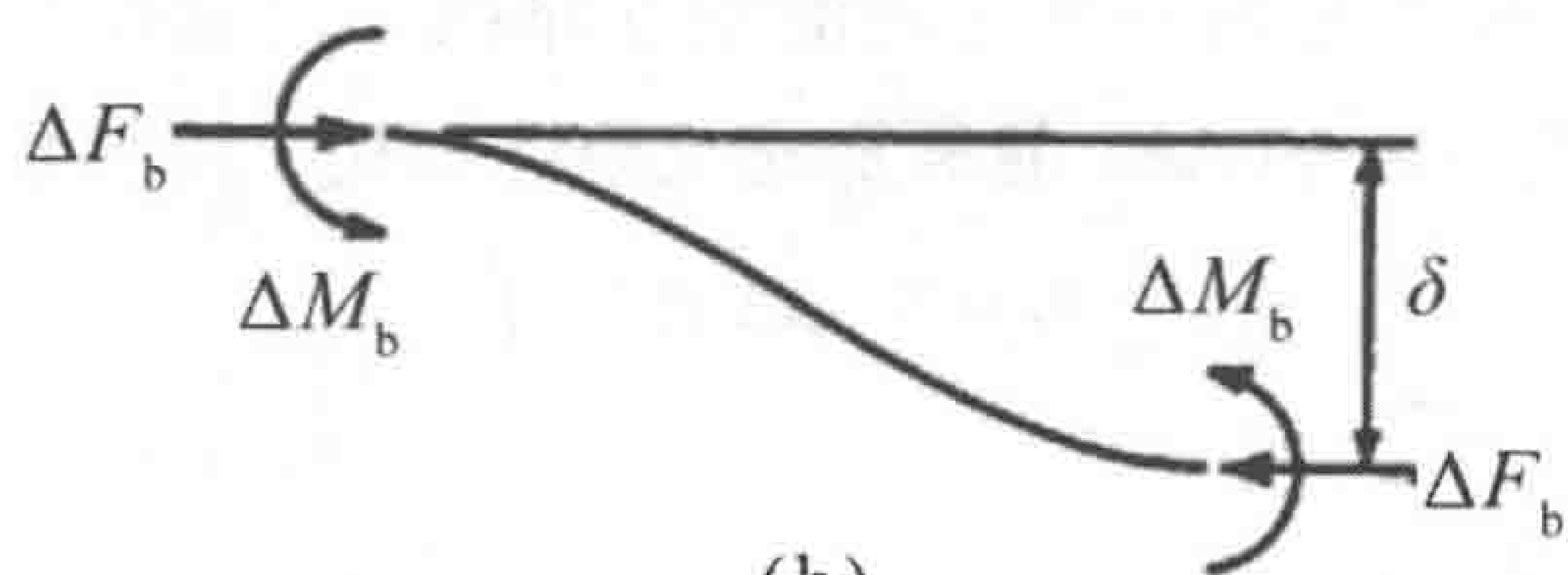
$$f_2' = 2\sigma_\text{y}R^2t(g_1 - \alpha)\cos\alpha_1 \tag{16.48}$$

$$f_3' = 2\sigma_\text{y}Rt(g_2 - R\sin\alpha)$$

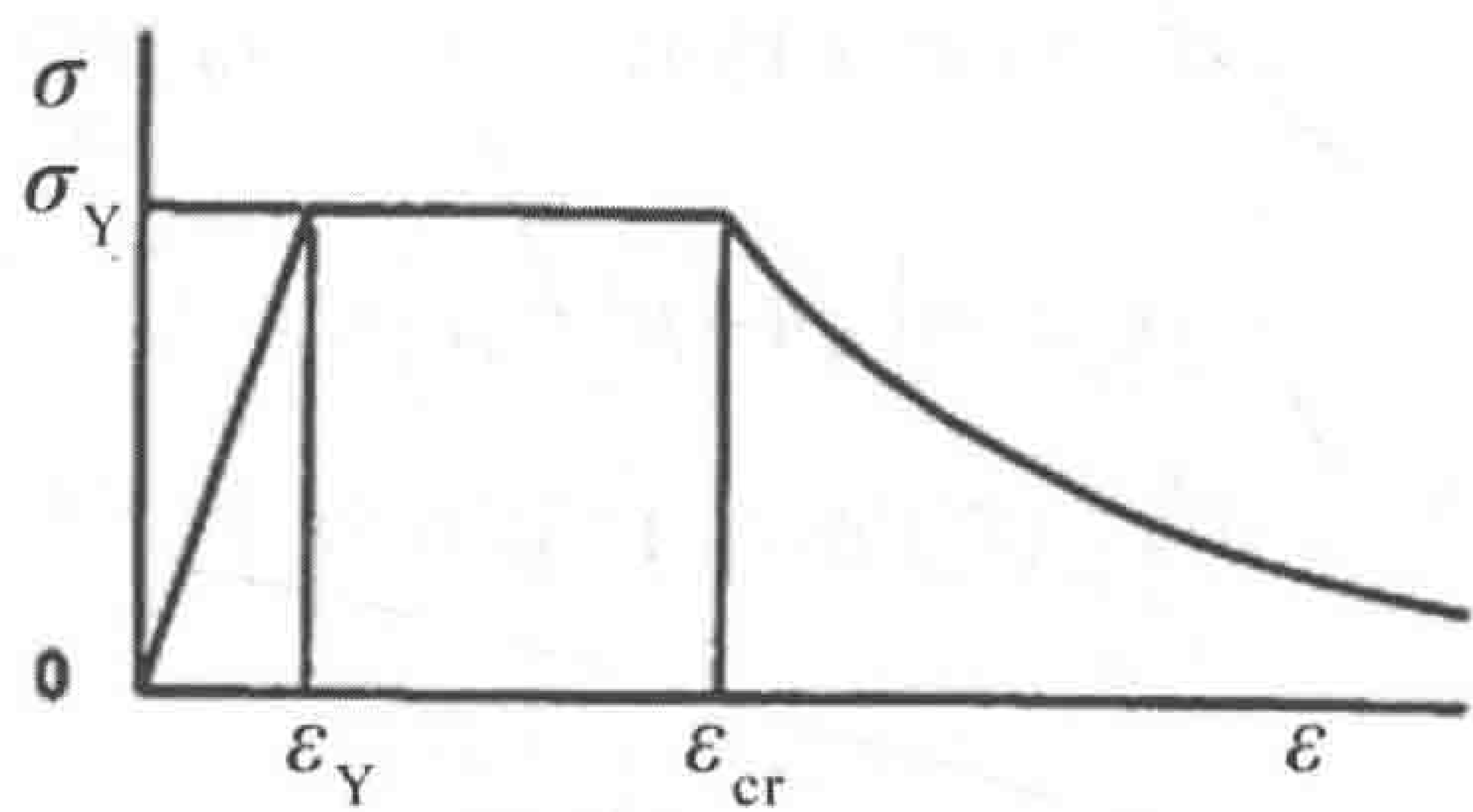
$$g_1=\int_0^{\alpha}\left(\sigma/\sigma_y\right)\mathrm{d}\theta$$



(a)



(b)



(c)

图 16.16 COS 模型的假定局部屈曲模式

(a) 假定挠度模式 (b) 作用于横截面的力和力矩 (c) 应力 - 应变关系

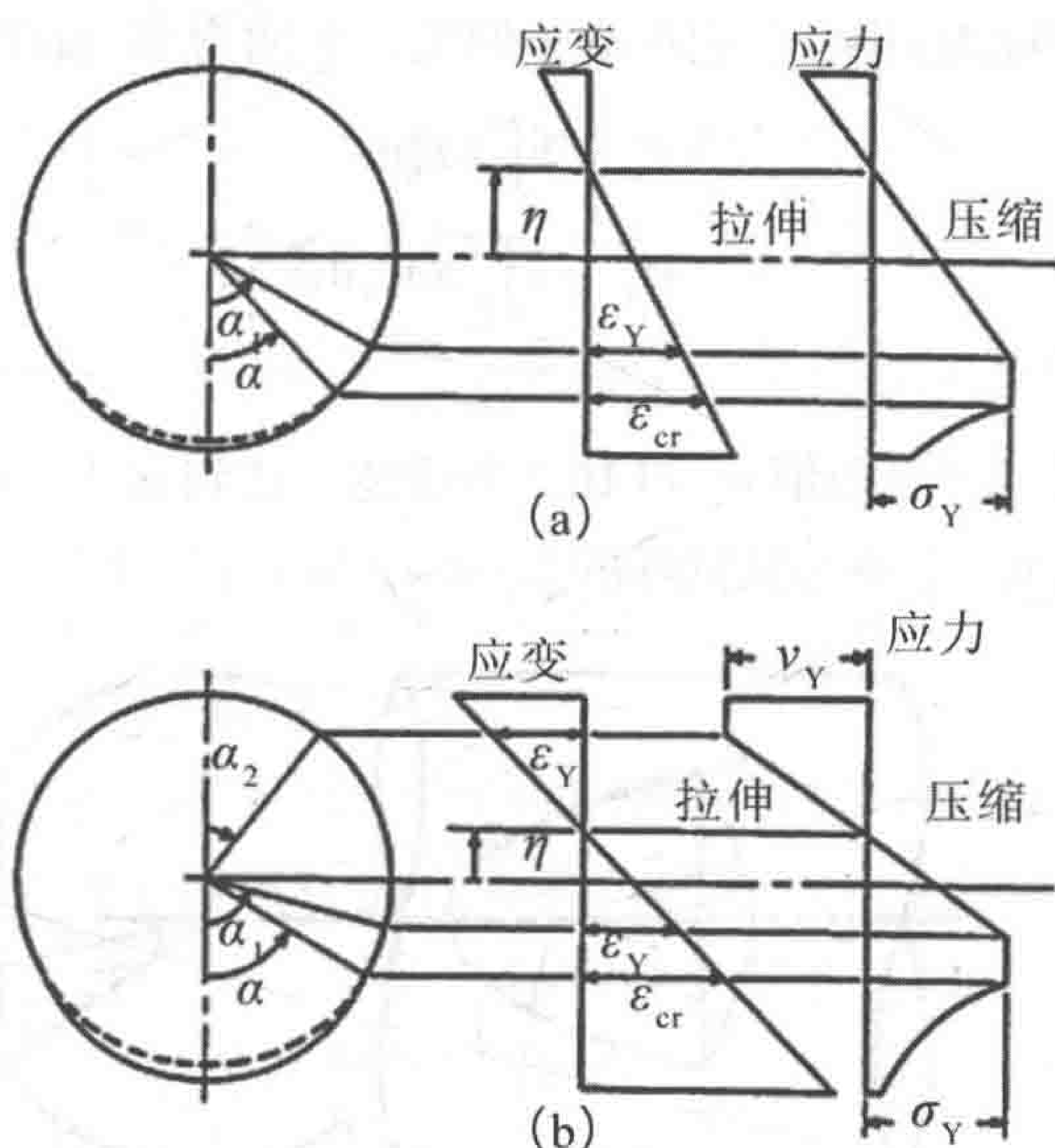


图 16.17　发生局部屈曲时的弹塑性应力分布（COS 模型）

(a) 情况 A　(b) 情况 B

$$g_2 = \int_0^{\alpha} (R+\delta)(\sigma/\sigma_y)\cos\theta \mathrm{d}\theta \tag{16.49}$$

$$c_1' = 2\sigma_y Rt(g_1 - \alpha) \tag{16.50}$$

对于应力分布情况 B，式（16.28）和（16.29）可替换为：

$$P(\eta + f_1) = f_2 + f_2' + h_1 + (c + c_1' - h_2)\eta \tag{16.51}$$

$$P(w + e_0) = f_3 + f_3' + h_4 + \{f_4 - h_3 + (f_5 + h_4)\eta\}/(\eta + f_1) + f_6 \tag{16.52}$$

2）凹陷模型

此模型将考虑图 16.8 中的横截面 c–c’。图 16.18 为一个凹陷及作用于条带 ij 上的力和力矩平衡条件，可推导出以下公式：

$$\Delta F_b R(\cos\theta - \cos\alpha) - 2\Delta M_b = 0 \tag{16.53}$$

求解式（16.53）并考虑到式（16.41）所表达的完全塑性条件可推导出 ΔF_b 和 ΔM_b：

$$\Delta F_b = \left[-R(\cos\theta - \cos\alpha) + \sqrt{R^2(\cos\theta - \cos\alpha)^2 + t^2}\right]\sigma_y \tag{16.54}$$

$$\Delta M_b = R(\cos\theta - \cos\alpha)\Delta F_b/2 \tag{16.55}$$

分别对 ΔF_b 和 ΔM_b 积分，则作用于凹陷底部的力 F_b 和弯矩 M_b 就为：

$$F_b = 2\int_0^{\alpha} \Delta F_b \mathrm{d}\theta \tag{16.56}$$

$$M_b = 2\int_0^{\alpha} \Delta M_b \mathrm{d}\theta \tag{16.57}$$

式中：

α 为半凹陷角，其极限值 α_L 如 16.2 节所述。达到 α_L 后会产生另外两个凹陷，如图 16.10（c）所示。本章测试试样的 $\alpha_L=\pi/4$，与 Toi 等（1983）的计算结果相符。

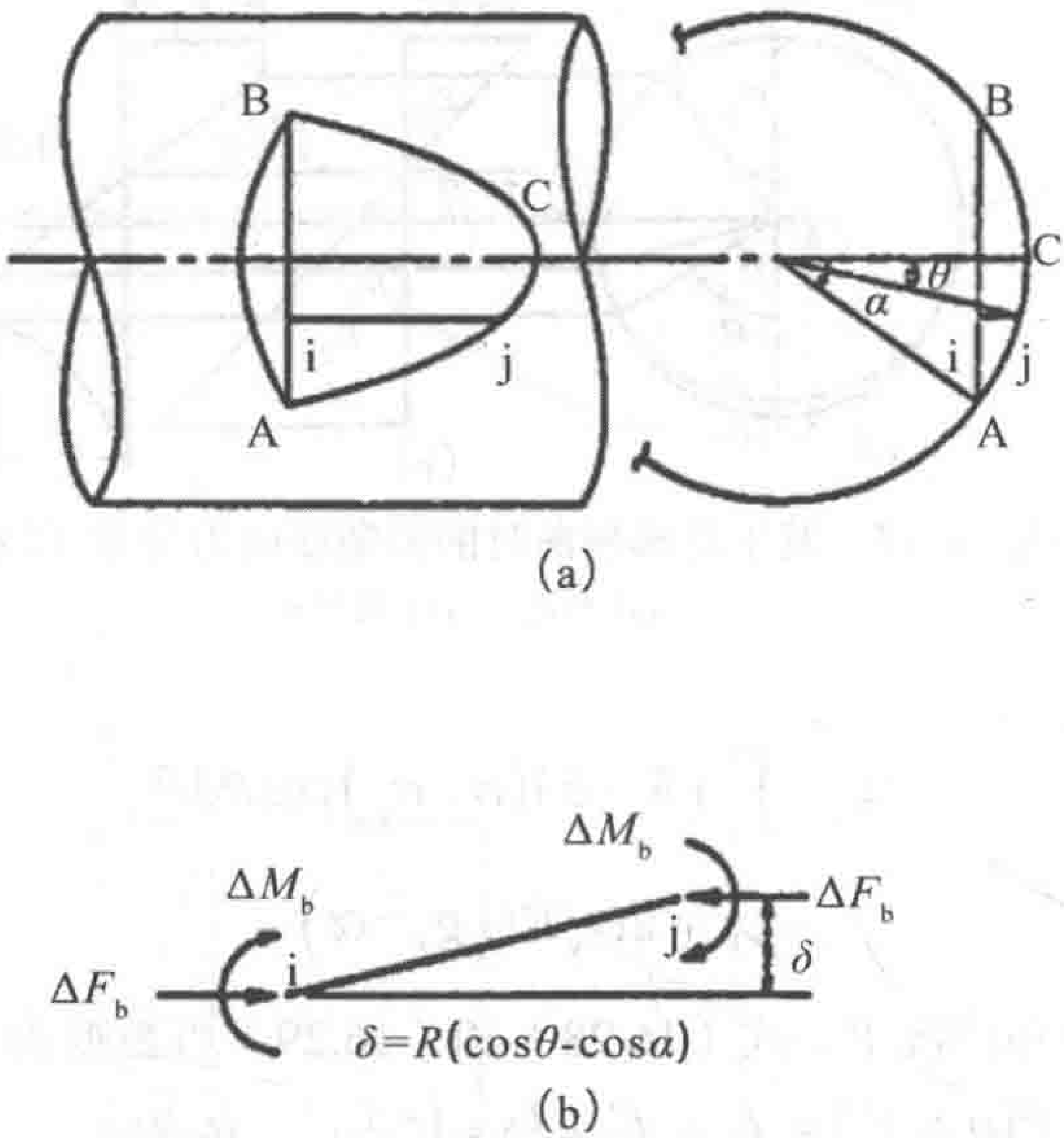


图 16.18　凹陷模型的假定屈曲模式

(a) 假定凹陷模式　(b) 作用于横截面的力和力矩

采用此模型，局部屈曲发生后的应力分布可由图 16.19 表达。图中一个凹陷的情况称为分布情况 A，而三个凹陷的情况称为分布情况 B。对于应力分布情况 A，式（16.22）和式（16.23）可替换为：

$$(P - f_1'')(\eta + f_1) = f_2 + c_1\eta \tag{16.58}$$

$$P(w + e_0) = f_3 + f_3'' + (f_4 + f_5\eta)/(\eta + f_1) + f_6 \tag{16.59}$$

式中：

$$f_1'' = \sum F_{bi} \tag{16.60}$$

$$f_3'' = \sum M_{bi} + \sum F_{bi} R\cos\beta_i \tag{16.61}$$

β_i 为从垂直中心线至第 i 个凹陷中心的角度，如图 16.19 所示。

对于应力分布情况 B，式（16.28）和（16.29）可替换为

$$(P - f_1'')(\eta + f_1) = f_2 + h_1 + (c_1 - h_2)\eta \tag{16.62}$$

$$P(w + e_0) = f_3 + f_3'' + h_4 + \{f_4 - h_3 + (f_5 + h_4)\eta\}/(\eta + f_1) + f_6 \tag{16.63}$$

3. 数值分析程序

初始屈服发生后，可由式（16.3）得到轴向压缩载荷和横向挠度之间的关系，式（16.8）估算出平均压缩轴向应变。

塑性化开始后，可利用图 16.13 所示的挠度塑性分量以增量方式进行分析。式（16.10）~ 式（16.12）所表达的这种挠度模式在区域 l_p 内形成恒定塑性曲率增量。如果取图 16.20（a）中的实际塑性区长度 l_d 作为 l_p，则因塑性曲率过大而需减小其值，特别是在塑性区端部附近。为避免这种情况，可假定区域 l_d 内的塑性曲率增量呈双线性分布，如图 16.20（b）所示。沿着塑性区 l_d 的塑性斜率增量变化情况可表达为

$$\mathrm{d}\theta_p = l_d \mathrm{d}k_p / 2 \tag{16.64}$$

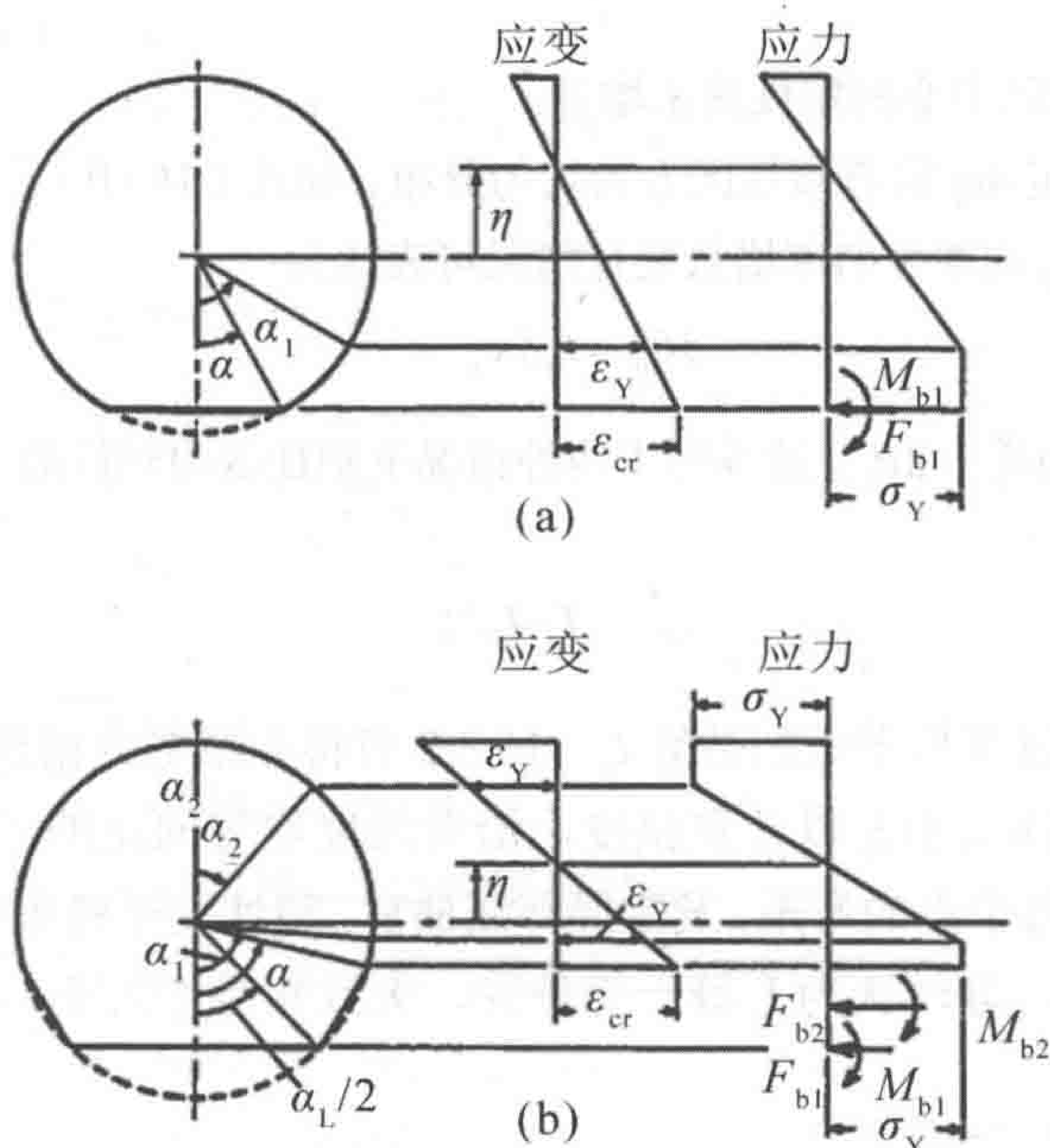


图 16.19　发生局部屈曲时的弹塑性应力分布（DENT 模型）

(a) 情况 A　(b) 情况 B

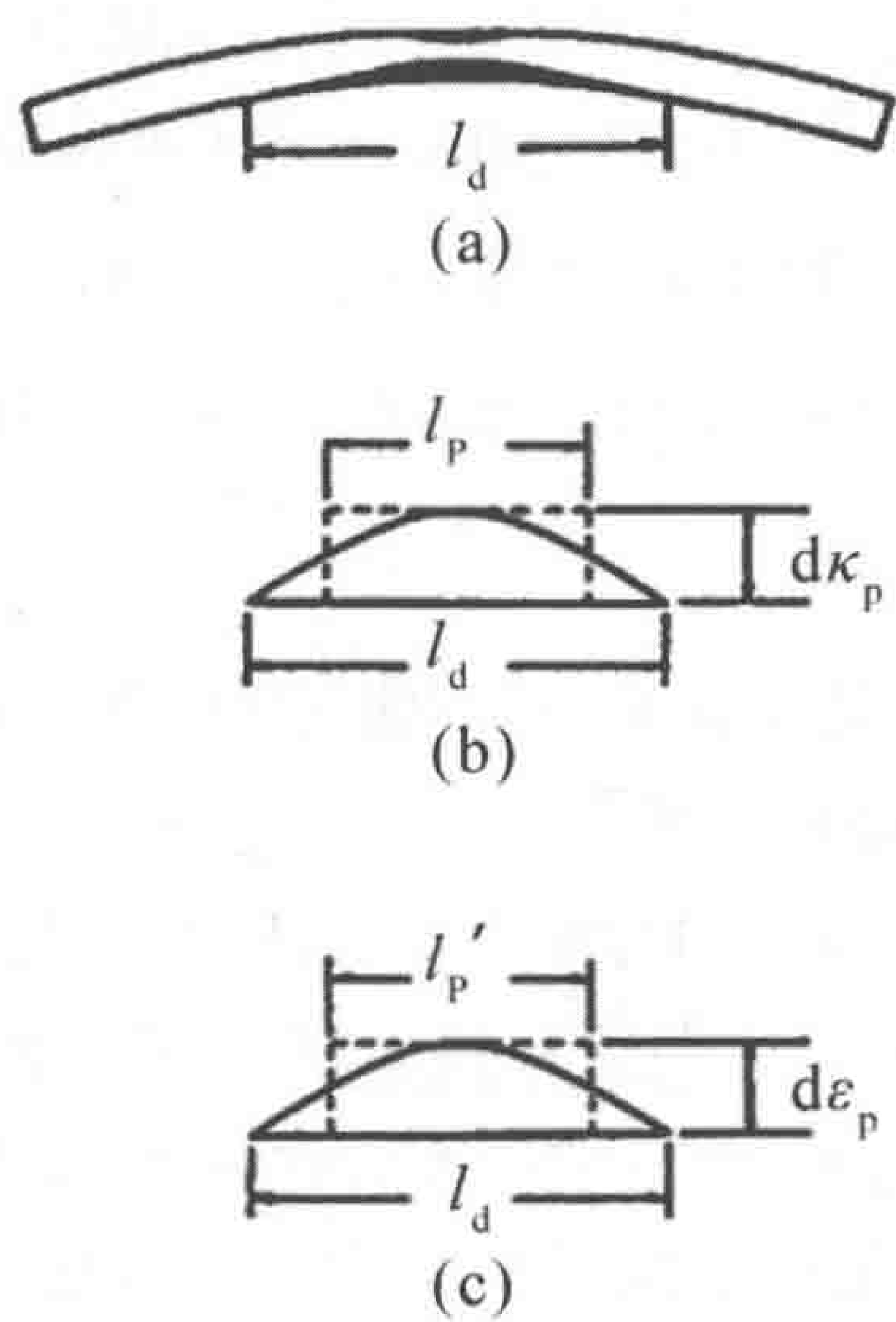


图 16.20　塑性区的等效长度

(a) 推力和弯曲共同作用下的实际塑性区 (b) 塑性曲率增量的分布
(c) 塑性轴向应变增量的分布

式中：

$d\kappa_p$ 为塑性区中心的塑性曲率增量。

但如果假定 $d\kappa_p$ 沿着塑性区 l_d 为均匀分布，如式（16.10）至式（16.12）所示，则沿着塑性区 l_d 的塑性斜率增量变化情况可表达为

$$d\theta_p^* = l_p d\kappa_p \tag{16.65}$$

确定 l_p 使 $d\theta_p^* = d\theta_p$。这等同于两种情况下塑性区内塑性曲率的积分值相同，因而可简化为

$$l_p = l_d/2 \tag{16.66}$$

上述程序仅可用于近似估算 l_p。16.3.2 节将介绍更为精确的程序。为了估算实际塑性区的大小 l_d 以计算挠度，沿着跨度取等间距的 100 个点进行应力分析并估算出每个点的弯矩。发生局部屈曲后，塑性变形将集中在局部屈曲区。对于这种情况，可以认为 l_p 等于管外径，大致相当于发生局部屈曲后塑性变形区的大小。

16.3.2　理想结构单元分析 Idealized Structural Unit Analysis

1. 极限强度预分析

采用普通理想结构单元法进行梁 - 柱分析时，在完全塑性条件和 / 或屈曲准则得到满足前，可以认为单元是弹性的。当轴向力为张力时，根据先前的条件和后屈服计算可相对精确地估算出极限强度。但当轴向力为压缩力时，采用基于半经验公式的屈曲准则所估算的极限强度就不够精确。本研究将 16.3.1 节所述的弹塑性大挠度简化分析与理想结构单元进行结合，用以精确估算压缩轴向力作用下的极限强度。

理想结构单元法使用了增量分析。在发生初始屈服前进行普通增量计算。通过估算单元跨度上的弯矩和式（16.9）中的挠度对初始屈服进行检查。发生屈服后，可采用 16.3.1 所述的简化方法。

此处假定第 $(n+l)$ 步的计算已经完成，于是可推导出以下与式（16.19）类似的平衡方程：

$$P\left(w_e + w_p\right) + \Delta P\left(e_m + e_q\right) + M_i + Q = M \tag{16.67}$$

式中：

P 为式（16.17）得出的轴向力；

$\Delta P = P - X_i\,(\leqslant \Delta X_i)$；

M_i 为第 n 步结束时节点 i 处的弯矩；

Q 为分布式横向载荷所导致的弯矩；

M 为式（16.18）得出的弯矩；

X_i 为第 n 步结束时的轴向力；

ΔX_i 为第 $(n+l)$ 步过程中轴向力的增量；

ΔM_i 为第 $(n+l)$ 步过程中节点 i 处弯矩的增量；

ΔQ 为第 $(n+l)$ 步过程中分布式横向载荷所导致的弯矩增量。

$$e_m = \Delta M_i / \Delta X_i;\quad e_q = \Delta Q / \Delta X_i \tag{16.68}$$

X_i，ΔX_i，M_i，ΔM_i，Q，ΔQ 为第 $(n+l)$ 步结束后的已知变量。

根据轴向力的平衡条件、涉及斜率的几何条件以及式（16.77）可得出以下公式：

对于应力分布情况 A

$$P(\eta+f_1)=f_2+c_1\eta \tag{16.69}$$

$$Pw+\Delta P(e_m+e_q)=f_3+(f_4+f_5\eta)/(\eta+f_1)+f_6 \tag{16.70}$$

$$c_2/(\eta+f_1)=\kappa \tag{16.71}$$

对于应力分布情况 B

$$P(\eta+f_1)=f_2+h_1+(c_1-h_2)\eta \tag{16.72}$$

$$Pw+\Delta P(e_m+e_q)=f_3+h_4+\{f_4-h_3+(f_5+h_4)\eta\}/(\eta+f_1)+f_6 \tag{16.73}$$

$$c_2/(\eta+f_1)=\kappa \tag{16.74}$$

$$\eta=R(\cos\alpha_2-\cos\alpha_1)/2 \tag{16.75}$$

初始屈服发生后，在理想结构单元分析的每一步均采用式（16.69）至式（16.71）或式（16.72）至式（16.77）进行简化弹塑性分析直至达到极限强度。

此处引入一种更为精确的方法来确定塑性区长度 l_p。如果已知轴向力 P 和弯矩 M，则确定轴向应变 ε 和曲率 ϕ（x）的参数 η 和 α_1（及 α_2）可由式（16.17）和式（16.18）得到。估算出上一步的曲率增量 $d\phi$（x），于是塑性区长度可表达为：

$$l_p=\int d\phi_p(x)dx/d\phi_{po} \tag{16.76}$$

$$d\phi_p(x)=d\phi(x)-dM(x)/EI \tag{16.77}$$

式中：

$d\phi_{po}$ 为塑性区的最大塑性曲率增量。

2. 系统分析

系统分析程序采用所提出的理想结构单元，可表达为：

在增量计算的每一步，对于轴向力为压缩力的单元，估算其力矩分布。

基于力矩和轴向力分布计算应力并对单元屈服进行检查。

如果在某一步单元发生了屈服，则估算此单元的初始屈服载荷。然后利用式（16.69）至式（16.71）或式（16.72）至（16.75）进行弹塑性分析，直至 ΔP 变化为 ΔX_i。

在后续步骤中，对于发生塑性化的每个单元均进行同样的计算。如果 ΔP 在某一步达到 ΔX_i 之前已经在某个单元达到其极大值 ΔP_{max}，则可以认为此单元达到了其极限强度 $P_u(=X_i+\Delta P_{max})$。然后将此步骤的所有增量乘以 $\Delta P_{max}/\Delta X_i$。

对于达到极限强度的单元，通过保持恒定轴向力可增加其挠度，直至弯矩最

大的横截面满足完全塑性条件。然后将此单元分成两个单元，并在横截面处插入一个塑性节点。

图 16.21 通过轴向力和弯矩对这种分析的结果予以图示。“○”为理想结构单元法的结果，虚线则为简化方法的结果。点 4 之前没有塑性化发生，点 4 和点 5 之间出现屈服，发生屈服后采用简化方法进行分析。在这一步没有观察到轴向力降低。在点 5 和点 6 之间的下一步达到了极限强度。然后将这一步的增量乘以 b5/56。保持轴向力恒定使弯矩增加至点 c 处并引入塑性节点。此后即可使用塑性节点法（Ueda 和 Yao, 1982）。

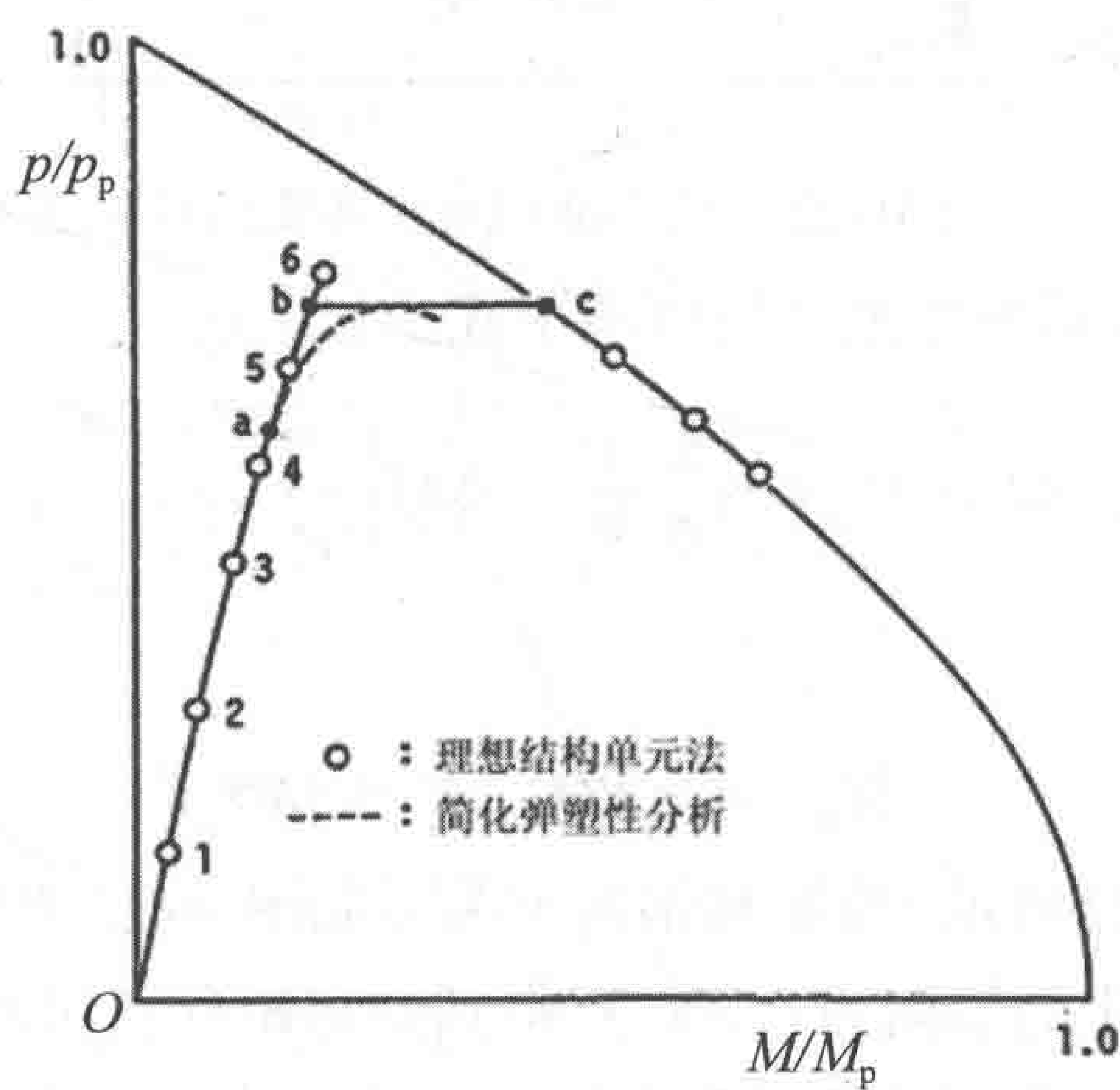


图 16.21　内部作用力

3. 评估塑性节点处的应变

塑性节点法（Ueda 和 Yao, 1982）通过节点力或塑性势定义屈服函数。因而塑性变形以节点位移塑性分量的形式出现，并且在单元中仅发生弹性变形。物理上，节点位移的塑性分量相当于节点附近塑性应变分布的积分。如果节点力和塑性节点位移所做的塑性功等于根据分布式应力和塑性应变所估算出的功，则塑性节点位移就相当于评估单元刚度矩阵时所用的塑性应变域（Ueda 和 Fujikabo, 1986）。但节点处的塑性节点位移和塑性应变之间没有数学关系。因而需要基于塑性节点法的分析结果用近似方法来估算节点处的塑性应变。

引入塑性节点后，内部作用力沿着完全塑性相互作用曲线移动，如图 16.22 中实线所示。采用有限元法的精确弹塑性分析结果则由图 16.22 中的虚线表达，带一个点的点划线为来自简化方法的结果。

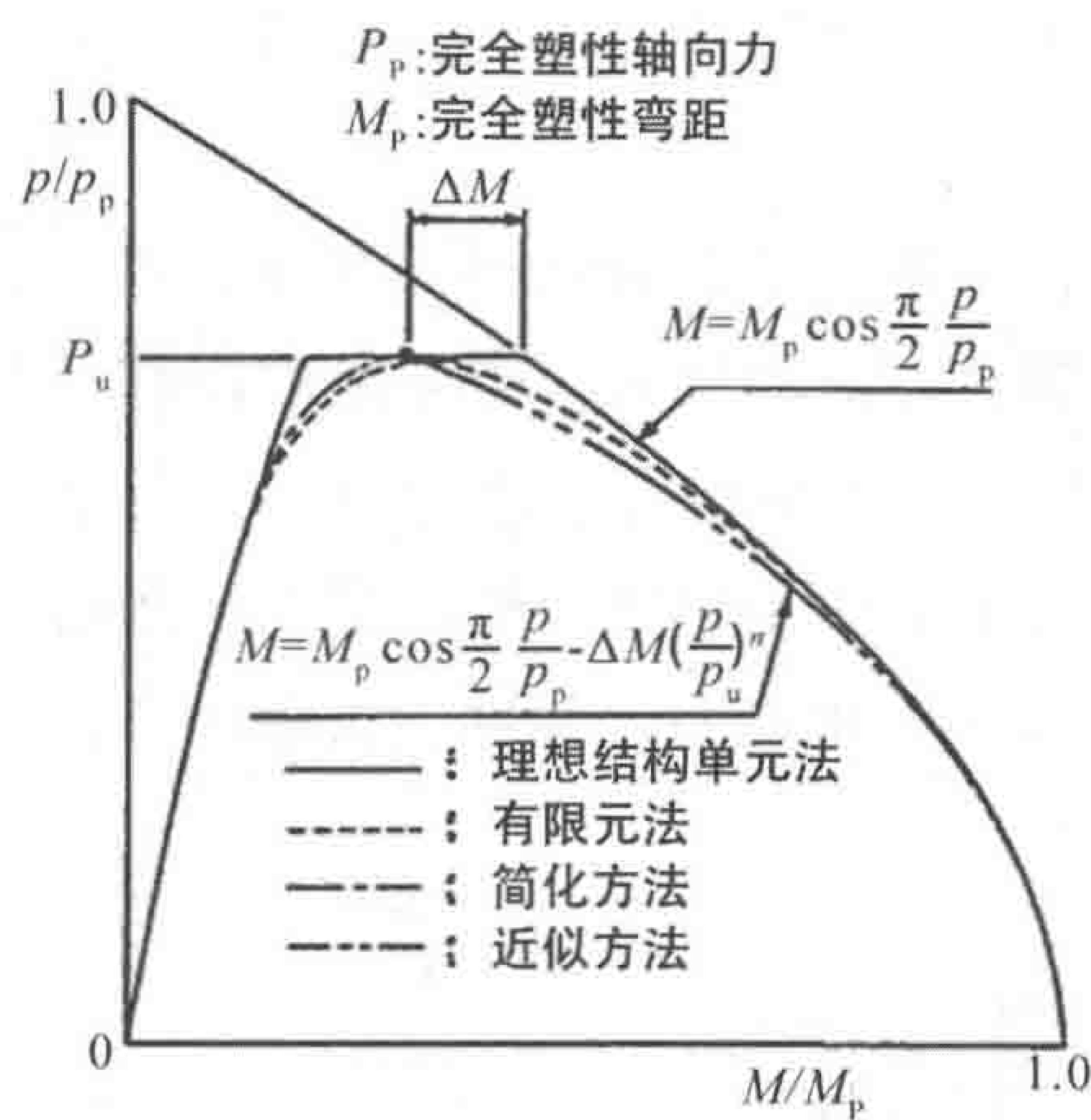


图 16.22　确定轴向力和弯矩的近似关系

达到极限强度后产生的弯矩可用下式近似表达：

$$M = M_p \cos\frac{\pi}{2}\frac{P}{P_p} - \Delta M\left(\frac{P}{P_u}\right)^n \tag{16.78}$$

式中：

$$M_p = 4\sigma_y R^2 t \quad P_p = 2\pi\sigma_y Rt \tag{16.79}$$

ΔM如图 16.22 所示。弯矩和轴向力关系如图 16.22 中带两个点的点划线所示。

将式（16.79）中的轴向力P和估算得到的弯矩分别代入式（16.17）和式（16.18）即可估算出应变。如果最大应变（轴向应变和最大弯曲应变之和）达到式（16.36）所表达的临界应变，则可开始后局部屈曲分析。

4. **后局部屈曲分析**

局部屈曲发生后，完全塑性相互作用关系可表达为

$$\Gamma = M - M_d - M_p\cos\left[\frac{\pi}{2}\left(\frac{P}{P_p}-\frac{F_d}{P_p}\right)+\frac{\alpha}{2}\right]+\frac{1}{2}M_p\sin\alpha \tag{16.80}$$

式中：

F_d 和 M_d 由下式给出。

COS 模型

$$F_d = 2\int Rt\sigma d\theta \tag{16.81}$$

$$M_d = 2\int Rt\delta\sigma\cos\theta d\theta \tag{16.82}$$

DENT 模型

$$F_d = \sum F_{bi} \tag{16.83}$$

$$M_d = \sum M_{bi} + \sum F_{bi} R \cos\beta_i \tag{16.84}$$

上述表达式中，σ 和 δ 由式（16.43）和式（16.44）得出，F_{bi} 和 M_{bi} 等于 F_b 和 M_b，先前已经由第 i 个凹陷的式（16.56）式和式（16.57）给出。

此处角度 α 代表局部屈曲部分的尺寸，为轴向应变 e 和横截面曲率 κ 的函数，可表达为

$$\alpha = \arccos\left[\left(\varepsilon_{cr} - e\right)/\left(\kappa R\right)\right] \tag{16.85}$$

F_d 和 M_d 为 e 和 κ（由 α 表示）的函数。因而完全塑性相互作用关系可重新表达为下式

$$\Gamma\left(P, M, e, \kappa\right) = 0 \tag{16.86}$$

节点处的塑性节点位移和塑性应变不存在一一对应关系。但塑性应变可能集中于发生局部屈曲的横截面附近。因而此横截面的轴向应变和曲率可近似表达为

$$e = P/EA + e_{pcr} + \left(u_p - u_{pcr}\right)/l_p \tag{16.87}$$

$$\kappa = M/EI + \kappa_{pcr} + \left(\theta_p - \theta_{pcr}\right)/l_p \tag{16.88}$$

上述公式中 l_p 为塑性区长度，简化方法中取值为直径 $D(=2R)$。根据式（16.87）和（15.88），完全塑性相互作用关系可简化为：

$$\Gamma\left(P, M, u_p, \theta_p\right) = 0 \tag{16.89}$$

局部屈曲发生后可基于式（16.89）所表达的完全塑性相互作用关系推导出弹塑性刚度矩阵。保持塑性状态的条件可表达为

$$d\Gamma = \frac{\partial \Gamma}{\partial P} dP + \frac{\partial \Gamma}{\partial M} dM + \frac{\partial \Gamma}{\partial u_p} du_p + \frac{\partial \Gamma}{\partial \theta_p} d\theta_p = 0 \tag{16.90}$$

或者以矩阵方式表达为：

$$\begin{bmatrix} \phi_i^T & 0 \\ 0 & \phi_j^T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} dR_i \\ dR_j \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \psi_i^T & 0 \\ 0 & \psi_j^T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} dh_{pi} \\ dh_{pj} \end{Bmatrix} = 0 \tag{16.91}$$

式中：

$\{dR\}$ 和 $\{dh_p\}$ 分别为节点力和塑性节点位移的增量。参见图 16.12 和以下公式

$$\phi_i = \left\{\partial \Gamma/\partial X_i, \partial \Gamma/\partial Z_i, \partial \Gamma/\partial M_i\right\}^T$$

$$\phi_j = \left\{ \partial\Gamma/\partial X_j, \partial\Gamma/\partial Z_j, \partial\Gamma/\partial M_j \right\}^T \tag{16.92}$$

$$\psi_i = \left\{ \partial\Gamma/\partial u_{pi}, \partial\Gamma/\partial w_{pi}, \partial\Gamma/\partial\theta_{pi} \right\}^T$$

$$\psi_j = \left\{ \partial\Gamma/\partial u_{pj}, \partial\Gamma/\partial w_{pj}, \partial\Gamma/\partial\theta_{pj} \right\}^T \tag{16.93}$$

Γ 为塑性势，则塑性节点位移的增量可表达为

$$\begin{Bmatrix} dh_{pi} \\ dh_{pj} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} d\lambda_i & 0 \\ 0 & d\lambda_j \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_i \\ \phi_j \end{Bmatrix} \tag{16.94}$$

当仅有节点 j 为塑性时，$d\lambda_i=0$。与此相反，当仅有节点 i 为塑性时，$d\lambda_j=0$。

此外节点力增量可由弹性刚度矩阵表达，则节点位移增量的弹性分量可表达如下

$$\begin{Bmatrix} dR_i \\ dR_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{ii}^e & K_{ij}^e \\ K_{ji}^e & K_{jj}^e \end{bmatrix} \left(\begin{Bmatrix} dh_i \\ dh_j \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} dh_{pi} \\ dh_{pj} \end{Bmatrix} \right) \tag{16.95}$$

式中 $\{dh\}$ 为节点位移增量。

将式（16.94）和式（16.95）代入式（16.92），则 $d\lambda_i$ 和 $d\lambda_j$ 可由 $\{dh\}$ 表达。将其代入式（16.95），可推导出局部屈曲发生后的弹塑性刚度矩阵

$$\begin{Bmatrix} dR_i \\ dR_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{ii}^D & K_{ij}^D \\ K_{ji}^D & K_{jj}^D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} dh_i \\ dh_j \end{Bmatrix} \tag{16.96}$$

在不考虑局部屈曲的情况下，（Ueda 等 1969）给出了更为具体的弹塑性刚度矩阵。但考虑局部屈曲时，Ueda 和 Yao（1982）所述公式分母中的 $\phi_i^T K_{ii} \phi_i$ 和 $\phi_j^T K_{jj} \phi_j$ 项可分别由 $\phi_i^T K_{ii} \phi_i - \psi_i^T \psi_i$ 和 $\phi_j^T K_{jj} \phi_j - \psi_j^T \psi_j$ 代替。

16.4　计算结果
Calculation Results

16.4.1　弹塑性大挠度简化分析
Simplified Elasto-Plastic Large Deflection Analysis

为了检验所提出分析方法的有效性而对试样进行了一系列计算并概述在表 16.4 中，同时还比较了计算结果和测量结果。共进行了三种分析：分别结合 COS 模型和 DENT 模型对所有试样进行弹塑性大挠度简化分析以及采用有限元法在不考虑局部屈曲的情况下进行弹塑性大挠度分析。图 16.23 和图 16.24 绘出了使用 COS 模型和 DENT 模型的计算结果及使用有限元法的分析结果，实验结果以实线绘出。

1. H 系列

该系列是最近测试的。图 16.6 绘出了测量载荷 - 挠度曲线和计算载荷 - 挠度曲线。首先，在达到极限强度前，简化方法得到的结果与有限元法得到的结果具有良好的相关性。但随着横向挠度的增加，差异开始出现。这可能是由于过高估计了此阶段的塑性区大小。

计算得到的极限强度要比实验结果低 7%~10%，这可能是由于对简支端部条件仿真较差及材料的应变硬化效应所致。与此相反，利用式（16.33）计算得到的局部屈曲起始点与测量结果非常吻合。COS 模型对后局部屈曲特性的仿真非常好，但 DENT 模型却不太理想。除了 D 系列外，采用 DENT 模型分析的所有试样均观察到测量特性和计算特性存在差异。这可能是由于过低估计了作用于凹陷底部的力和力矩，因而需要对 DENT 模型进行深入分析。

2. C 系列

Smith 等（1979）进行了 C 系列实验，分析了无凹陷损伤的 Cl 和 C2 试样。图 16.23 绘出了试样 C2 的计算结果和测量结果。Smith 在其论文中介绍当端缩应变达到屈服应变 ε_y 的 2.5 倍时发生了局部屈曲，而在分析中当应变达到 ε_y 的 1.4 倍时就发生了局部屈曲。但提出的弹塑性大挠度简化分析方法能够

很好地对局部屈曲发生前的特性进行仿真。而另一方面，在实验和分析中试样 Cl 均在刚达到极限强度时就发生了局部屈曲。计算得到的极限强度要远低于测量值，如表 16.4 所示。这可能是实验本身的一些问题所致，因为测量得到的极限强度达到完全塑性强度的 1.1 倍。

表 16.4　试样尺寸、材料特性及实验和计算结果

试样编号	平均直径 D/mm	厚度 t /mm	长度 L /mm	初始挠度 a /mm	载荷偏心距 e /mm	杨氏模量 E /kgf/mm^2	屈服应力 σ_y /kgf/mm^2	极限强度 σ_u/σ_y 测量	极限强度 σ_u/σ_y 计算	参考编号
H1	501.6	6.40	8 000	0.63	63.50	21 180.0	34.55	0.68	0.63	当前编号
H2	501.6	6.40	8 000	0.63	127.00	21 180.0	34.55	0.55	0.49	当前编号
H3	501.6	6.40	8 000	0.63	190.50	21 180.0	34.55	0.44	0.41	当前编号
A1	61.5	2.11	2 150	0.0	0.00	20 496.3	23.25	0.84	0.76	11
A2	61.5	2.12	2 150	0.0	9.84	21 210.1	23.25	0.49	0.43	11
B1	77.8	1.74	2 150	0.0	0.00	20 802.2	19.88	1.00	0.94	11
B2	77.8	1.71	2 150	0.0	10.11	23 351.5	20.29	0.60	0.59	11
C1	100.0	1.66	2 150	0.0	0.00	20 496.3	21.52	1.10	0.95	11
C2	99.9	1.73	2 150	0.0	9.99	21 006.2	28.95	0.58	0.63	11
D1	89.0	1.02	2 150	0.0	0.00	22 535.7	49.46	0.75	0.83	11
D2	89.0	1.01	2 150	0.0	15.13	26 002.8	47.52	0.50	0.47	11
S1	213.5	5.56	4 572	0.0	0.00	20 256.1	41.69	0.84	0.82	5
S2	213.5	5.56	6 096	0.0	0.00	20 256.1	41.69	0.72	0.59	5
S3	213.5	5.56	7 620	0.0	0.00	20 256.1	41.69	0.54	0.41	5
S4	213.5	5.56	9 144	0.0	0.00	20 256.1	41.69	0.32	0.29	5

3. D 系列

此系列实验也由 Smith 等 .（1979）进行，分析了试样 D1 和 D2。图 16.24 绘出了试样 D1 的结果。就极限强度和局部屈曲发生而言，可以认为计算结果和测量结果有着良好的相关性。但局部屈曲发生后的特性在实验和分析中存在一些差异。这可能是由于此阶段的实验特性是动态特性，如 Smith 所述是一种跳跃现象。就出现动态特性后的承载力而言，DENT 模型的估算结果要优于 COS 模型。

试样 D2 的结果是类似的，但局部屈曲的预计发生时间要晚于测量时间。

4. S 系列

此系列实验是 Bouwkamp （1975）所进行实验的一部分。试样 S3 的计算结果和测量结果如图 16.25 所示。首先，测量得到的极限强度要远高于弹性欧拉屈曲强度。这肯定是难以对简支端部条件进行仿真所致。因而达到极限强度后出现不稳定并可能发生动态卸载行为。此后为稳定平衡曲线，与计算结果非常一致。

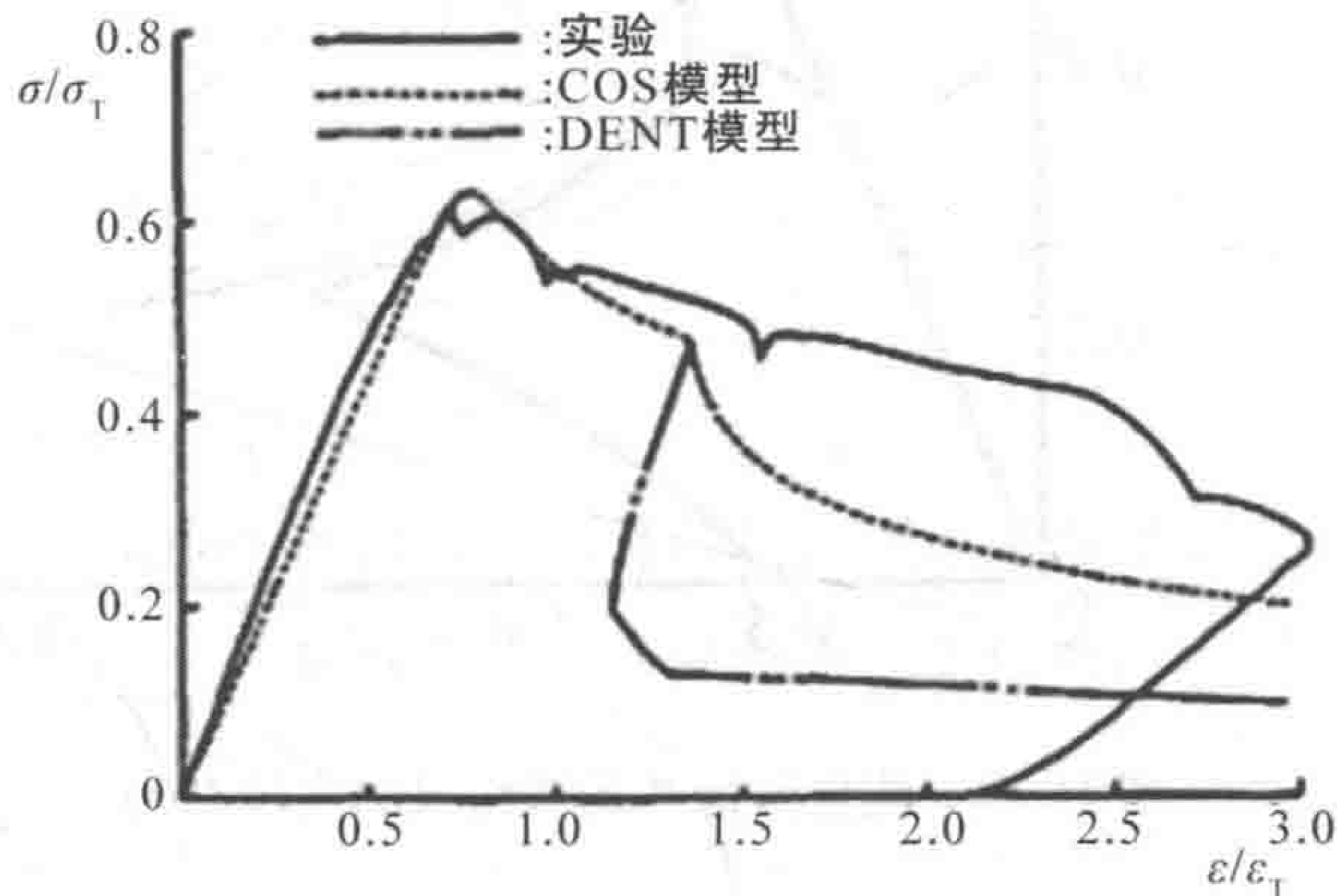


图 16.23　测量结果和计算结果的比较（C2）

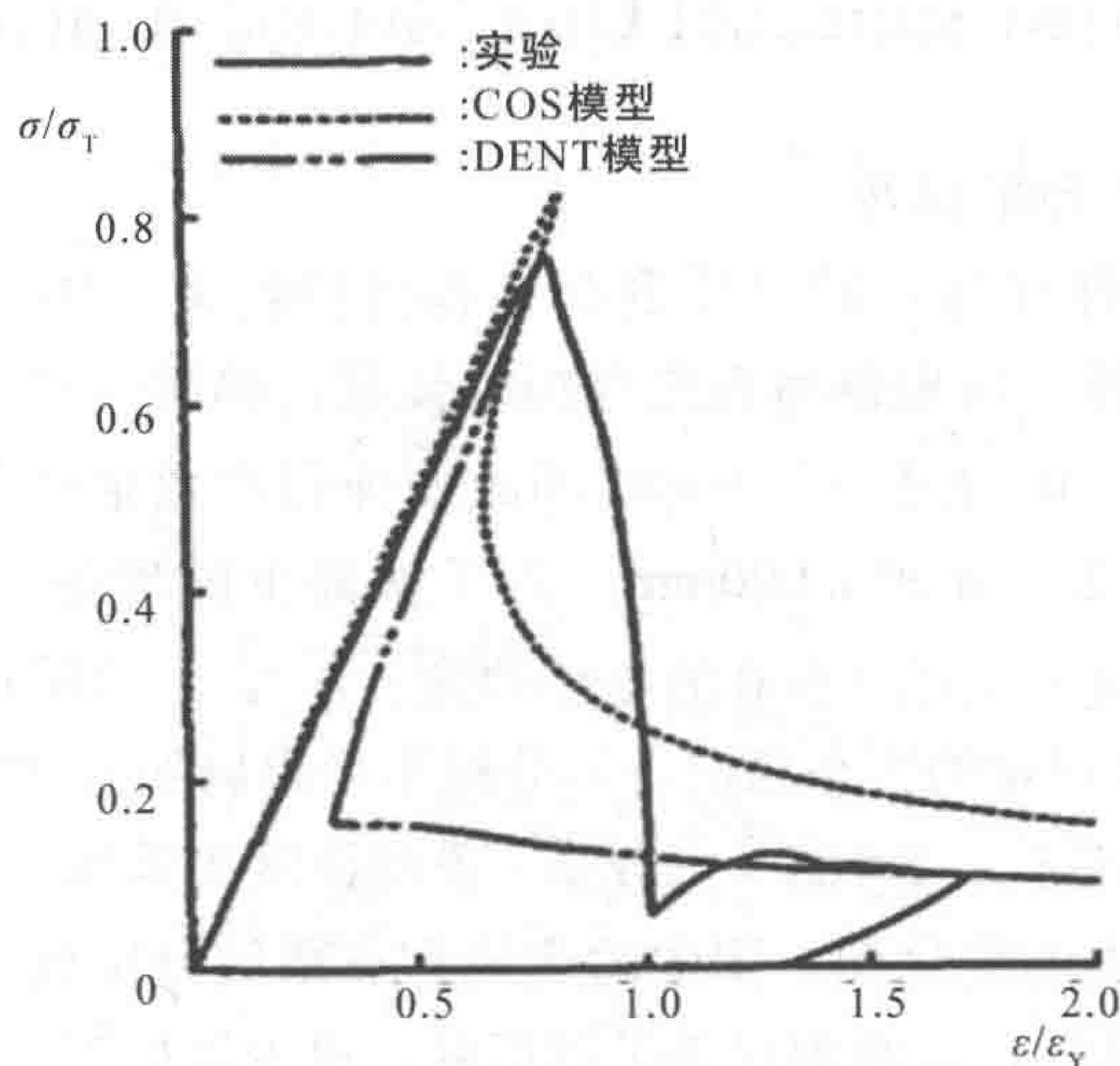


图 16.24　测量结果和计算结果的比较（D1）

试样 S1、S2 和 S3 均观察到相同特征。Bouwkamp 在其论文中介绍局部屈曲在达到极限强度后发生，但在此系列的分析中局部屈曲并未发生。

5. A 系列和 B 系列

Smith 等（1979）进行的 A 系列和 B 系列实验表明在实验和分析中均未发生局部屈曲。除试样 Al 外，计算得到的极限强度均与测量值吻合良好。

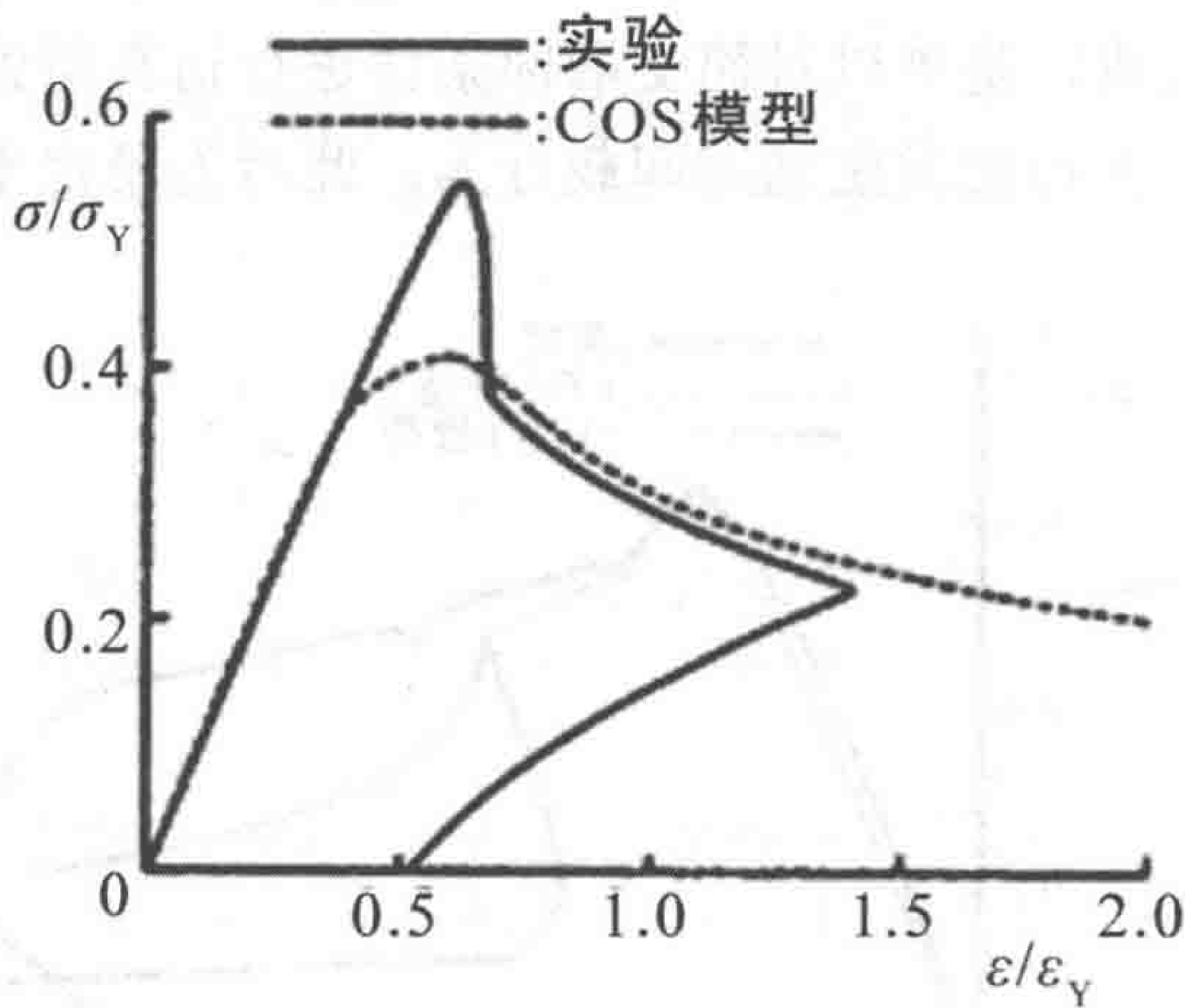


图 16.25　测量结果和计算结果的比较 (S3)

16.4.2　理想结构单元法分析 Idealized Structural Unit Method Analysis

1. 两端约束转动的构件

结构系统构件端部的转动受到其他构件的约束。约束的效果相当于在构件两端放置弹簧，当构件与系统分离时弹簧能够限制其转动。对于这种两端有弹簧的构件，可通过在 0 →∞之间改变弹簧常数来进行一系列分析。壁厚和外径分别取 20mm 和 2 000mm。为了解提出的理想结构单元模型的特性而施加了大小为长度的 1/500 的初始挠度。$l/\sqrt{I/A}=100$材料的屈服应力取 30 kgf/mm^2，两端弹簧的大小相同。本分析不考虑局部屈曲时的计算结果如图 16.26 和图 16.27 所示。图 16.26 为载荷 - 横向挠度关系图，图 16.26 为跨中点和端部内部作用力的变化图。图中的实线和点画线分别代表使用当前方法和有限元法得到的结果，虚线则代表了解析解，可表达如下：

1）完全弹性解

$$w=2M\left[1/(2\cos kl/2)-1\right]+a_0\,P_E/(P_E-P) \tag{16.97}$$

式中：

$$M=-\left[\frac{\pi a_0 P}{l(P_e-P)}\right]\Bigg/\left[\frac{k(1-\cos kl)}{(P\sin kl)}+\frac{1}{k}\right] \tag{16.98}$$

式中：

k 为两端弹簧的大小；P_E 可由式（16.6）得到。

2）刚塑性解

$$w=M_p\left[\cos(\pi P/2P_p)\right]/P \quad \text{当 } k=0 \text{ 时} \tag{16.99}$$

$$w=2M_p\left[\cos(\pi P/2P_p)\right]/P \quad \text{当 } k=\infty \text{ 时} \tag{16.100}$$

式中：

k/k_0 取 0. 0、0. 1、1. 0 和 ∞，其中 $k_0=4EI/l$。

但约束较弱时，采用所提出方法估算的极限强度略低于有限元法得到的极限强度。但随着约束增加，极限强度也会相应增加。不过该方法得出的极限强度非常精确。

当 $k=\infty$ 时，在跨中点引入塑性节点后轴向力仍然继续增加，根据简化方法在跨中点可以达到极限强度。当两端均满足完全塑性条件后轴向力才开始下降。但在跨中点引入塑性节点后载荷增量非常小。因而可进行另外一种分析，即采用简化方法达到极限强度时，在跨中点和两端同时引入三个塑性节点。图 16.26 和图 16.27 中 $k=\infty$ 时的曲线就是后一种分析的结果。对于这种方法尚需进一步研究。

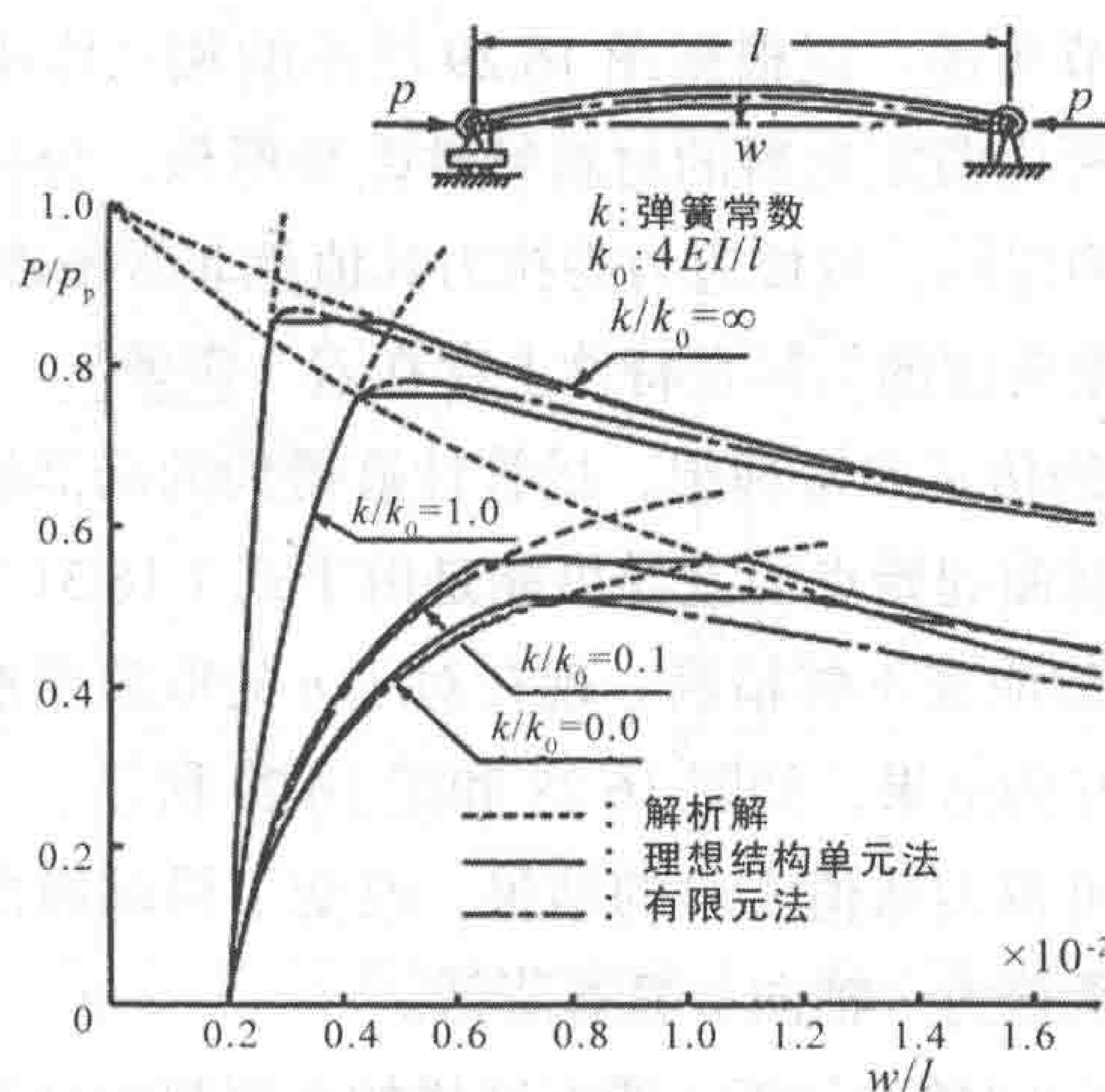


图 16.26　端部约束转动简支管的载荷 – 横向挠度曲线

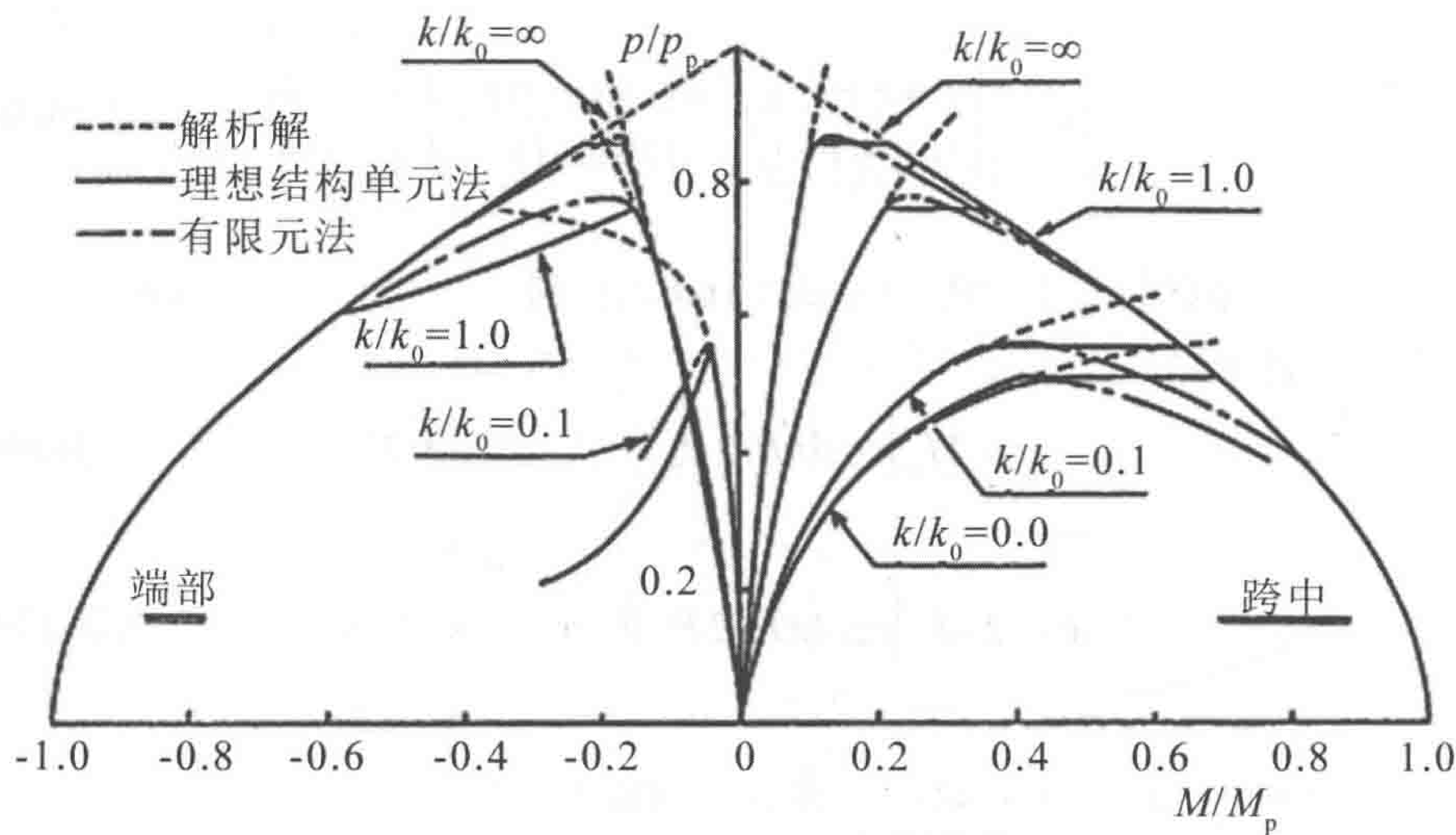


图 16.27　轴向力－弯矩关系

2. H 系列

为了检查当前方法预测后局部屈曲特性的精确性而对 H 系列试样进行了一系列分析。当采用 COS 模型时，式（16.78）中的系数 n 在 8 和 16 之间变化。

载荷－横向挠度关系和内部作用力相互作用关系分别由图 16.28 和图 16.29 绘出。实线和虚线分别代表由理想结构单元法和实验得到的结果，点画线则代表有限元法得到的结果（未考虑局部屈曲）。

在局部屈曲发生前，理想结构单元法和有限元法得到的结果呈现出良好的相关性，包括极限强度。有限元法结果与其他实验结果的比较表明二者差异很小，其原因可能如 16.4.1 节所述。但根据图 16.29 所示的相互作用关系，这些差异可能是实际材料与分析所用假定材料的材料特性差异所致。分析中使用的屈服应力是基于拉伸试验结果确定的，只要应力为拉力其值就非常精确。尽管不完全清楚，但处于拉伸范围和压缩范围的材料在特性上存在着一定差异。

后局部屈曲特性的仿真非常理想，尽管计算得到的局部屈曲起始点与测量值存在较小差异。局部屈曲起始点的差异可能是由于式（16.31）估算的临界屈曲应变和式（16.67）估算的应变不够精确。现在对于 n 的取值仍然未知，但可以知道较大的值能够得出较好的结果，如图 16.28 和图 16.29 所示。

n 值的变化曲线可视为数值实验的结果，改变了局部屈曲的起始点。随着屈曲临界载荷的增加，承载力（轴向）显著降低。

对小尺寸试样进行同样的分析。所有试样的极限强度计算结果和试验结果均

存在相对较好的相关性，但计算得到的后极限强度特性与观测到的略有差异。这可能是分析中所用的假定应力 - 应变关系与真实实验的差异所致，分析中假定应力 - 应变关系为理想弹塑性。与此相反，实际材料存在较高的应变硬化。为了分析这种情况，应变硬化的影响必须予以考虑。在简化分析中易于结合应变硬化效应，而在后极限强度分析中采用塑性节点法则是 Ueda 和 Fujikubo（1986）的基本理念。这些方法目前仍然在不断改进中。

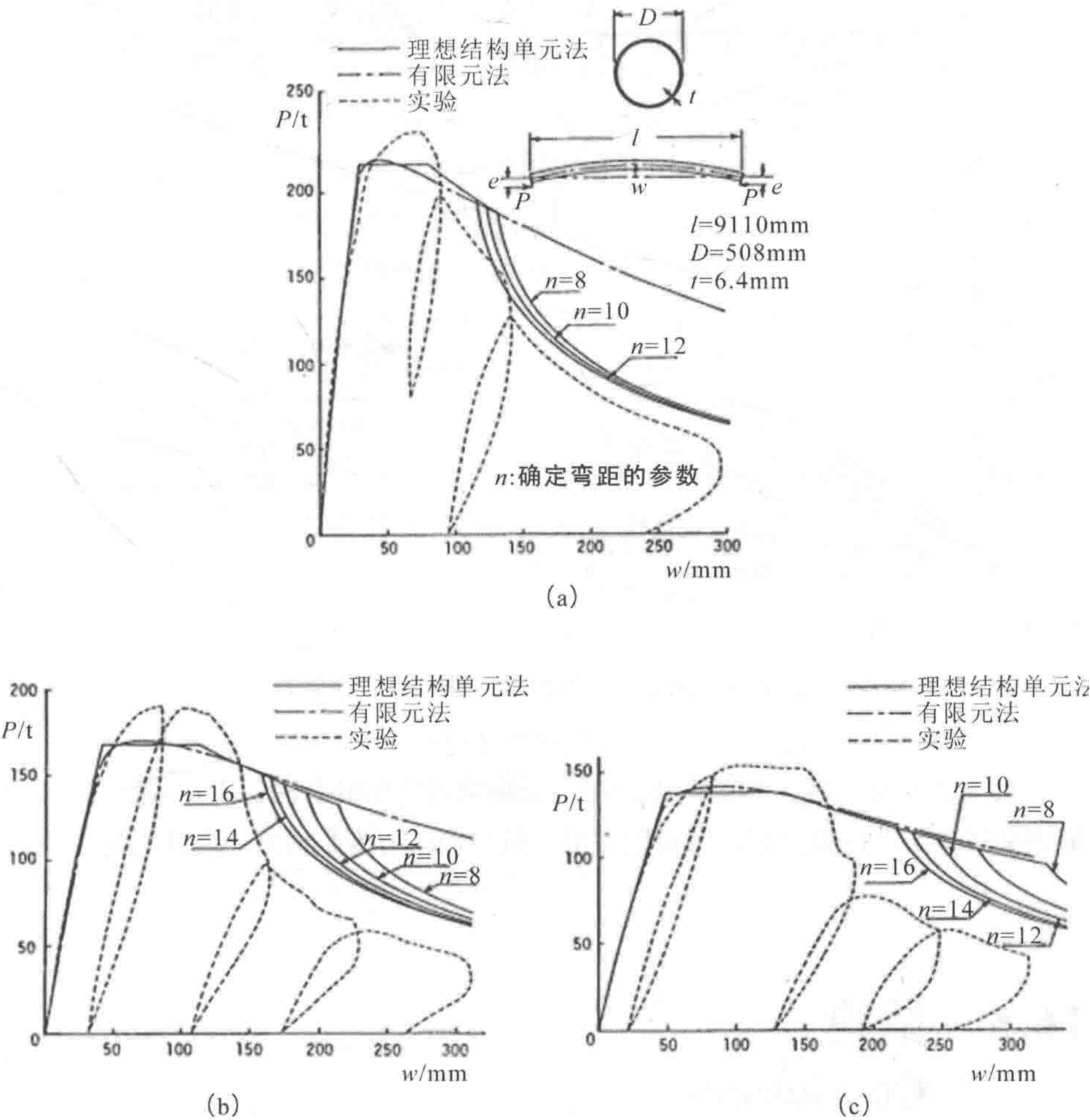


图 16.28　H 系列试样的载荷 – 横向挠度曲线

(a) $e/D=1/8$　(b) $e/D=1/4$　(c) $e/D=3/8$

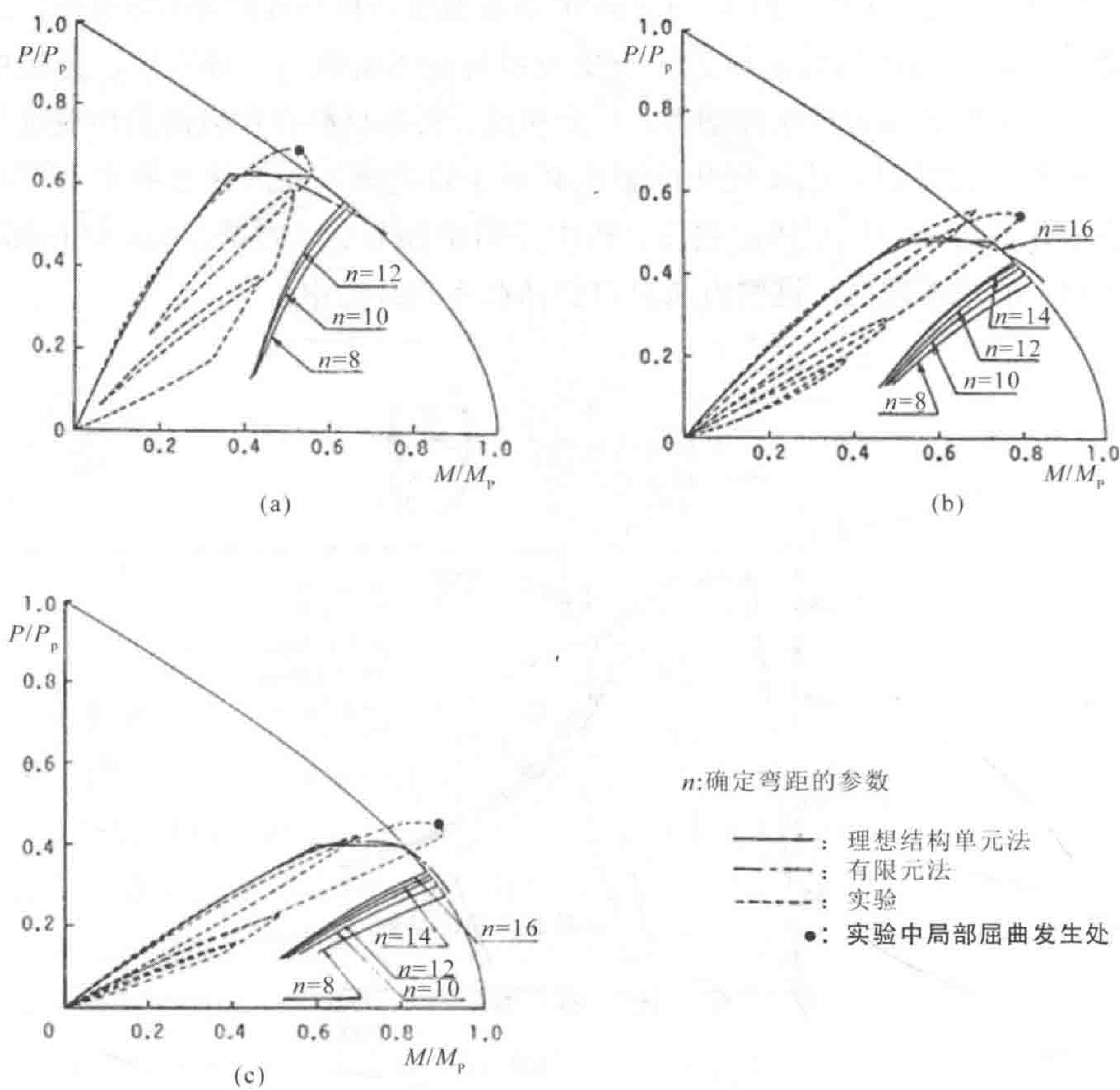


图 16.29 测量和计算得到的轴向力 - 弯矩关系

（a）e/D=1/8 （b）e/D=1/4 （c）e/D=3/8

如果出现纯弯曲，则轴向力为零，无需采用提出的方法。在这种情况下，根据完全塑性条件可得出精确的极限强度。但当轴向力为张力时无需使用这种方法。

16.5 结论 Conclusions

本章对管状构件局部屈曲进行了理论和实验研究。首先对大尺寸和小尺寸管

状试样进行了一系列实验。大尺寸试样为现有半潜式钻井平台支撑构件的 1/3.5 比例模型，其直径厚度比 D/t 为 78。小尺寸试样的直径厚度比在 40~97 之间。对所有试样进行偏心载荷轴向压缩试验，但仅对小尺寸试样进行纯弯曲试验。这些实验表明在达到极限强度后，局部屈曲将发生在压缩应变最大的区域。对两种屈曲模式进行了研究，即余弦模式和凹陷模式。余弦模式的屈曲波在周向上扩展约半圆，而凹陷模式则在周向上扩展约四分之一圆。但两种模式在轴向上均有一个较短的波长。

发生局部屈曲导致承载力突然降低。

如果是余弦模式，随后会在初始余弦屈曲波的底部产生局部凹陷变形。对于凹陷模式，屈曲过程中会在初始凹陷附近形成其他局部凹陷变形。

本章提出一种简化方法来分析在轴向压缩、端部力矩和分布式横向载荷作用下管状构件的弹塑性特性，并提出两种模型，基于实验观测结果对管状构件的后局部屈曲特性进行仿真，即 COS 模型和 DENT 模型。

采用简化方法将这些模型结合起来，并对新近检测的试样和以前报道的实验结果进行了一系列分析。通过分析结果与实验结果的比较评估了所提出简化方法的正确性和有效性。

通过结合所提出的简化方法建立了理想结构单元模型。采用此模型，可自动估算出轴向压缩作用下的极限强度。局部屈曲发生后，其影响通过单元塑性节点位移体现在完全塑性强度相互作用关系上。对新近开发的单元进行了实例计算，并将计算结果与有限元法得到的结果进行比较。该单元的正确性和有效性也得到了证实。

将来的研究工作包括：

- 精确估算塑性节点处的塑性应变和曲率；
- 精确估算临界屈曲应变；
- 采用提出的理想结构单元模型进行系统分析。

16.6　实例 Example

例 16.1: 理想结构单元法和塑性节点法的比较

说明理想结构单元法和塑性节点法的区别和相似之处。

解：

塑性节点法是塑性铰法的推广，被广泛应用于梁和框架结构的塑性分析。这种推广使有效进行板结构和壳结构分析成为可能，参见 Ueda 和 Yao（1982）。此外还可以在公式中包含应变硬化的影响，参见 Ueda 和 Fujikubo （1986）。然而塑性节点法并未考虑几何非线性。

理想结构单元法（Ueda 和 Rashed, 1984）采用塑性节点法处理塑性，并将经验公式（如设计规范中的公式）用于独立构件的极限强度分析。但本章旨在利用简化非弹性分析代替经验公式来预测构件的极限强度。采用简化非弹性分析的优点是其能够表达较为复杂的缺陷和边界条件，而这是经验公式所无法涵盖的。但其缺点是计算量和复杂性较大，在复杂工程分析中可能会导致无法收敛。

16.7 参考文献 References

[1] AISC (1978), Specification for the Design, Fabrication and Erection of Structural Steel for Buildings, with Commentary, American Institute of Steel Construction.

[2] API RP 2A, (2001), Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms – Working Stress Design (WSD), or – Load Resistance Factored Design (LRFD), (latest revision), American Petroleum Institute.

[3] Bai, Y. (1989), Load Carrying Capacity of Tubular Members in Offshore Structures, Ph.D. Thesis, Hiroshima University, Jan. 1989.

[4] Batterman, C.S. (1965), Plastic Buckling of Axially Compressed Cylindrical Shells, AIAA J., Vol.3 (1965), pp.316–325.

[5] Bouwkamp, J.G. (1975), Buckling and Post–Buckling Strength of Circular Tubular Section, OTC, No–2204, PP.583–592.

[6] Chen, W.F. and Han, D.J. (1985),Tubular Members in Offshore Structures, Pitman Publishing Ltd, (1985).

[7] Det norske Veritas (1981), Rules for Classification of Mobile Offshore Units (1981).

[8] Gerard, G. (1962), Introduction to Structural Stability Theory, McGraw–Hill International Book Company, New York.

[9] Rashed, S.M.H (1980), Behaviour to Ultimate Strength of Tubular Offshore Structures by the Idealized Structural Unit Method, Report SK/R 51, Division of Marine Structure, Norwegian Institute of Technology, Trondheim, Norway.

[10] Reddy, B.D. (1979), An Experimental Study of the Plastic Buckling of Circular Cylinder in Pure Bending, Int. J. Solid and Structures, Vol. 15, PP. 669683.

[11] Smith, C.S., Somerville, W.L. and Swan, J.W. (1979), Buckling Strength and PostCollapse Behaviour of Tubular Bracing Members Including Damage Effects, BOSS, PP.303325.

[12] Toi, Y. and Kawai, T. (1983), Discrete Limit Analysis of ThinWalled Structures (Part 5) Nonaxisymmetric Plastic Buckling Mode of Axially Compressed Circular Shells, J. Society of Naval Arch. of Japan, Na.154, pp.337247 (in Japanese).

[13] Ueda, Y., Akamatsu, T. and Ohmi, Y. (1969), Elastic Plastic Analysis of Framed Structures Using Matrix Method (2nd Rep.), J. Society of Naval Arch. of Japan, Vol.126, pp.253 262 (in Japanese).

[14] Ueda, Y. and Fujikubo, M. (1986), Plastic Collocation Method Considering Strain Hardening Effects, J. Society of Naval Arch. of Japan, Val.160, pp.306317 (in Japanese).

[15] Ueda, Y., Rashed, S.M.H. and Nakacho, K. (1984), New Efficient and Accurate Method of Nonlinear Analysis of Offshore Structures, Proceeding of OMAE, PP.528536.

[16] Ueda, Y. and Yao, T. (1982), The Plastic Node Method: A New Method of Plastic Analysis, Computer Methods in Appl. Mech. and Eng., Val.34, pp.10891104.

[17] Yao, T., Fujikubo, M., Bai, Y., Nawata, T. and Tamehiro, M. (1986), Local Buckling of Bracing Members (1st Report), Journal of Society of Naval Architects of Japan, Vol. 160.

[18] Yao, T., Fujikubo, M. and Bai, Y., Nawata, T. and Tamehiro, M. (1988), Local Buckling of Bracing Members (2nd Report), Journal of Society of Naval Architects of Japan, Vol. 164.

第 17 章　板和加筋板的极限强度

Ultimate Strength of Plates and Stiffened Plates

17.1 简介
Introduction

17.1.1 概述
General

加筋板在海洋结构中常常被用作承载部件。典型应用实例包括船舶的船体梁、半潜式平台的浮箱以及离岸平台的甲板等。船体梁的框架系统主要由间距相对紧密的纵向加强筋和更重且间距更大的横梁构成。底部 / 侧面结构如图 17.1 所示。内外压力差产生的水静力载荷从板传递至加强筋，然后通过梁的作用再将载荷传递至横梁。

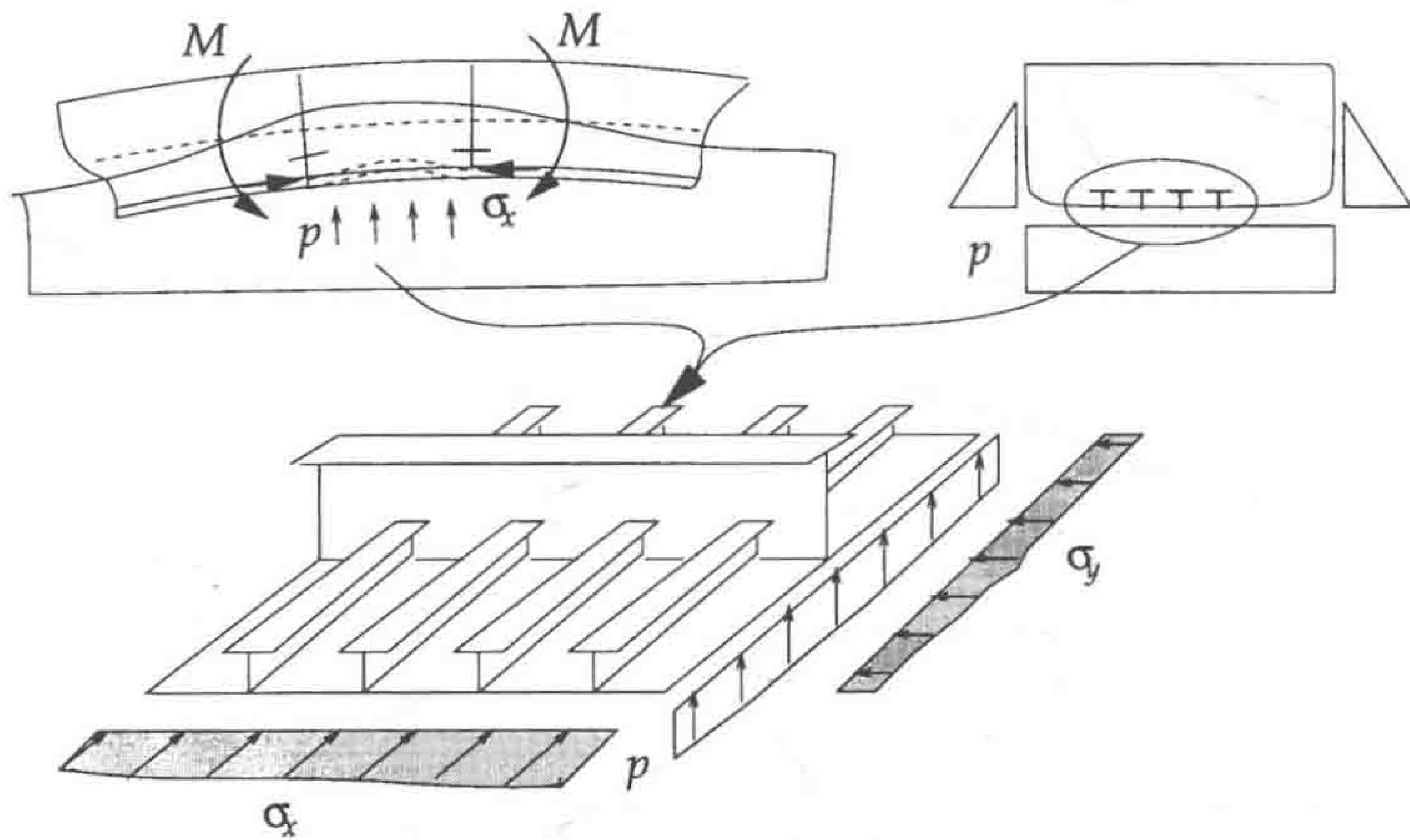


图 17.1　船底结构中的加筋板格

如图 17.1 所示，除静水压外，底板还在两个轴向上受到面内载荷的作用。这是船体梁纵向弯曲及作用于侧面的静水压所致。

影响加筋板特性的因素包括加强筋的长细比和间距、板的几何形状和材料的屈服应力等。此外，残余应力、初始变形、边界条件以及加载类型也会影响加筋板的特性。

组合载荷作用下板（或加筋板）的可能失效模式为：

●板的屈曲和破坏：后屈曲区域内产生横向挠度并且因屈服而达到极限强度，参见 17.3 和 17.4 节；

●连接板上的加强筋被破坏：将连接板视为有效板的梁 – 柱模式屈曲，参见 17.5.1 节；

●加强筋发生扭转屈曲：加强筋屈曲并失去列板提供的转动约束所导致的扭转屈曲，参见 17.5.2 节；

●板架屈曲：涉及横梁和纵向加强筋弯曲，参见 17.6 节。

作为研究生教材，本章旨在对屈曲强度分析进行介绍，更多的详细数学理论可从所列的参考文献中获取。一些引自设计规范的公式仅用于说明和教学，工程项目必须不加改变地直接使用相关规范中的内容。

17.1.2　微分方程的解

Solution of Differential Equation

本节将介绍在面内均匀压缩作用下初始平板的弹性屈曲载荷计算程序。板的平衡方程为

$$\nabla^4 w = \frac{1}{D}\left(q + N_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + 2N_{xy}\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + N_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right) \tag{17.1}$$

式中：

板的刚度为

$$D = \frac{Et^3}{12\left(1-\nu^2\right)} \tag{17.2}$$

以及

$$\nabla^4 = \left(\nabla^2\right)^2 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)^2 \tag{17.3}$$

以下各量：

$$\left.\begin{aligned} N_x &= \sigma_x t \\ N_y &= \sigma_y t \\ N_{xy} &= \sigma_{xy} t \end{aligned}\right\} \tag{17.4}$$

为膜应力的合力。

对于纯压缩作用下的简支板（见图 17.2），式（17.1）为

$$\nabla^4 w = \frac{N_x}{D}\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \tag{17.5}$$

根据边界条件，采用以下位移函数并代入式（17.5）：

$$w = C_{mn}\sin\frac{m\pi x}{a}\sin\frac{n\pi y}{b} \tag{17.6}$$

式中：

m 和 n 为 x 方向和 y 方向的半波数量。可由下式得到弹性屈曲应力的解：

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)}\left(\frac{t}{b}\right)^2 c = \frac{\pi^2 D}{tb^2}c \tag{17.7}$$

式中：

c 为取决于板高宽比 a/b 的系数（见图 17.3）。

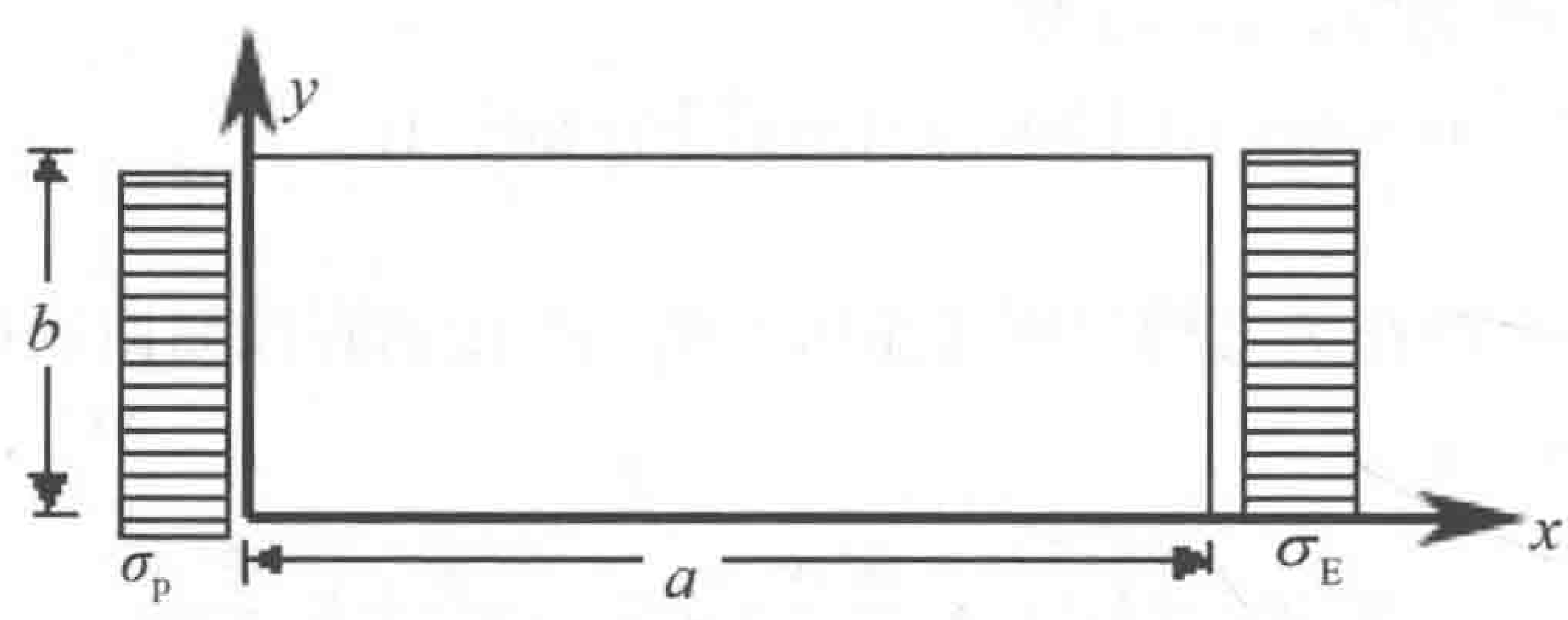


图 17.2　受均匀压缩作用的简支板

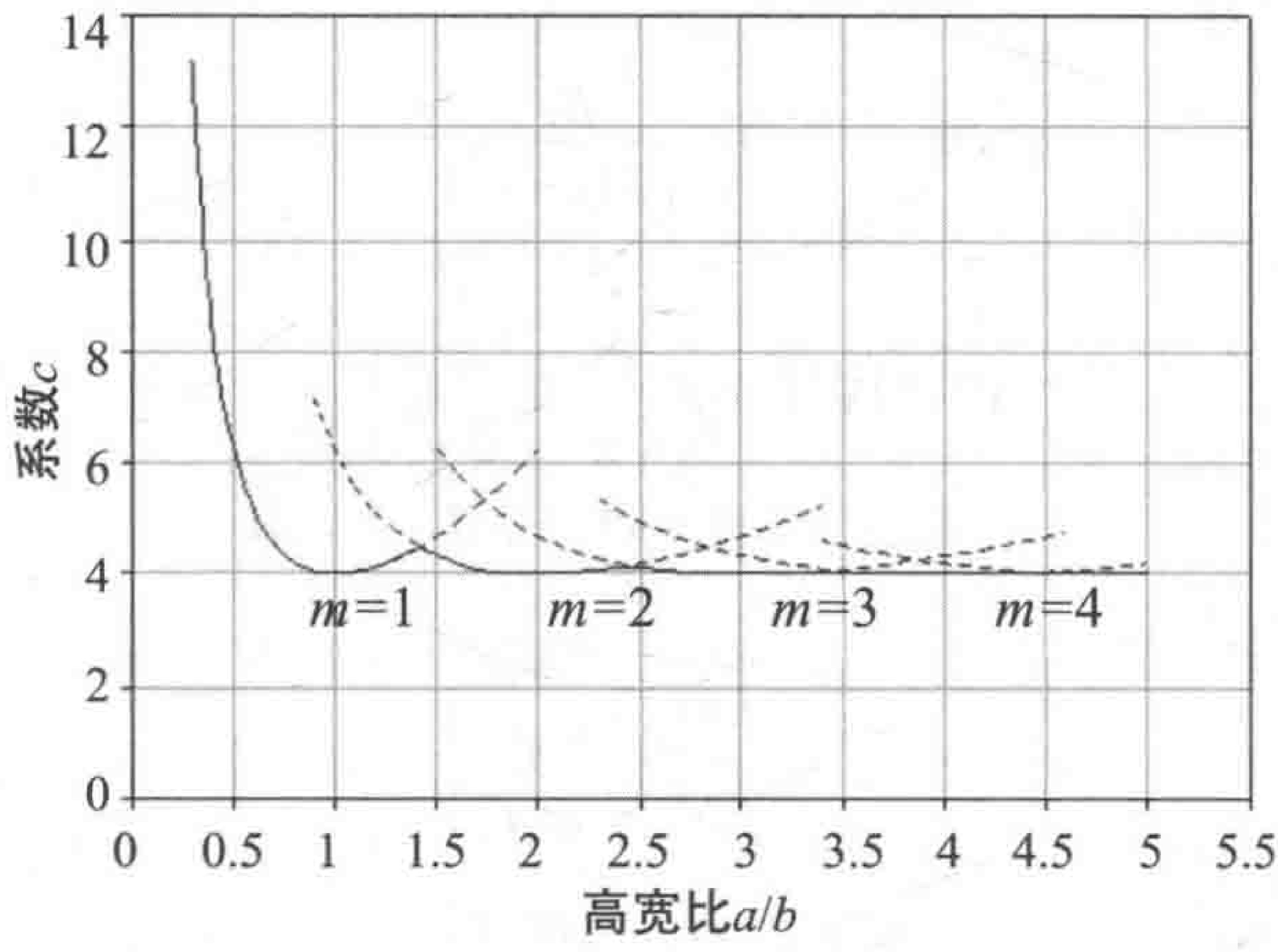


图 17.3　屈曲系数与板的高宽比

图 17.3 绘出了屈曲系数 c 与简支板高宽比的关系，简支板受到均匀压缩的作用。当长度是宽度的倍数时出现最小屈曲应力，对于倍数之间的值，波的数量与板厚不一致会使屈曲载荷增加，但在实际中并不考虑此附加强度。

17.1.3 边界条件

Boundary Conditions

实际边界条件不同于理想状态。主要影响来自未承载边的条件。如图 17.4 所示，可以认为板 F 受约束，板 B 受限制，而板 A 未约束。在受约束情况下边保持不变形，而在受限制情况下会出现横向挠度，但边被迫保持平直。在未约束情况下，就横向挠度而言边是完全自由的。板 B 和 F 边界条件的差别是高宽比所导致的。F 处紧密的横梁使横向挠度无法出现，但其可能会在板 B 中段出现。

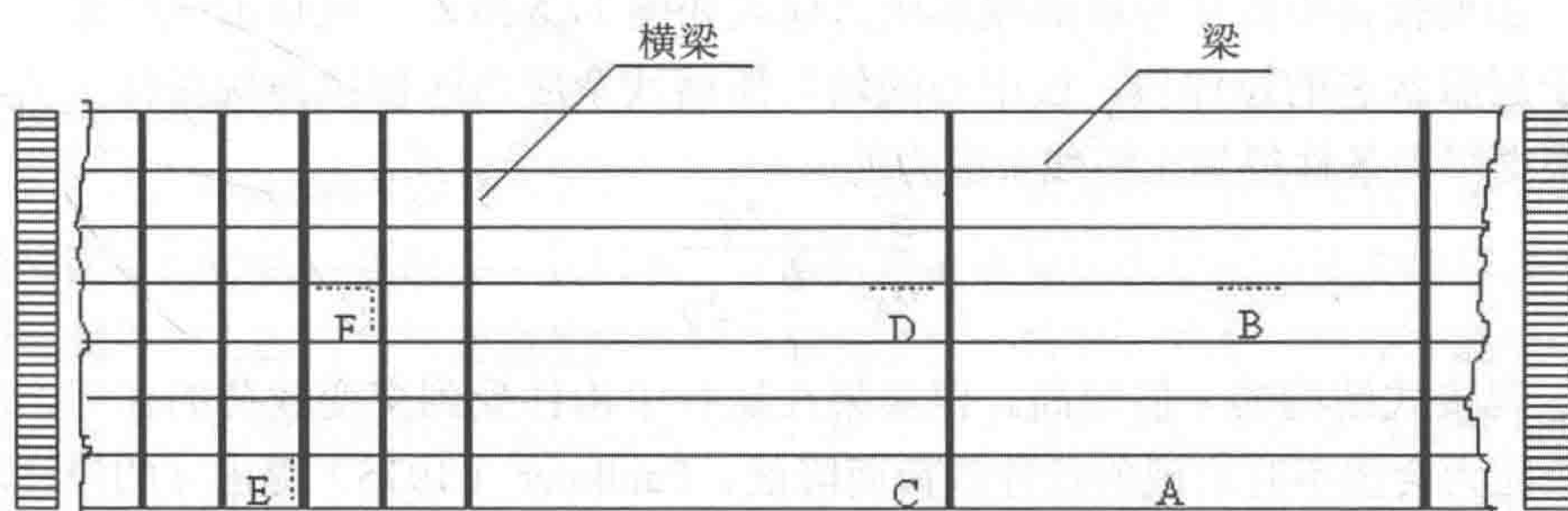


图 17.4　加筋板格中板单元的各种边界条件

一般而言，承载边的边界条件不会对极限强度产生较大影响。本章的强度标准基于极限载荷条件下的假定：

●所有边界条件均视为简支（由于屈服）；

●支撑结构使边界的边保持平直。

这两个近似条件会产生有些不利但比较适当的结果。

17.1.4 与制造相关的缺陷和运行中的结构退化 Fabrication Related Imperfections and In-Service Structural Degradation

实际结构中存在一些影响屈曲和极限强度的结构退化因素，例如：

●焊接导致的残余应力；

●焊接和其他与制造过程相关的初始挠度；

●板上的孔洞，例如人孔和开孔；

●运行中结构的腐蚀损伤和疲劳裂纹。

残余应力和初始挠度通常隐含在强度公式中，只要其未超出制造公差标准。如果出现其他类型的结构退化，建议采用更为完善的方法进行附加强度分析以得到缩减因数。

加筋板格中焊接导致的残余应力模式如图 17.5 所示。包括加强筋连接处处于屈服状态的拉伸块，板中心的均匀压缩残余应力区使拉伸块保持平衡。可根据平衡条件得到压缩残余应力的大小：

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_y}=\frac{2\eta}{\frac{b}{t}-2\eta} \tag{17.8}$$

焊接式结构的 η 值较高。但如果在运行中构件受到交变载荷的作用，则残余应力会因不时出现的拉伸载荷而降低。Faulkner（1975）提出 η 的设计取值范围为 3~4.5。

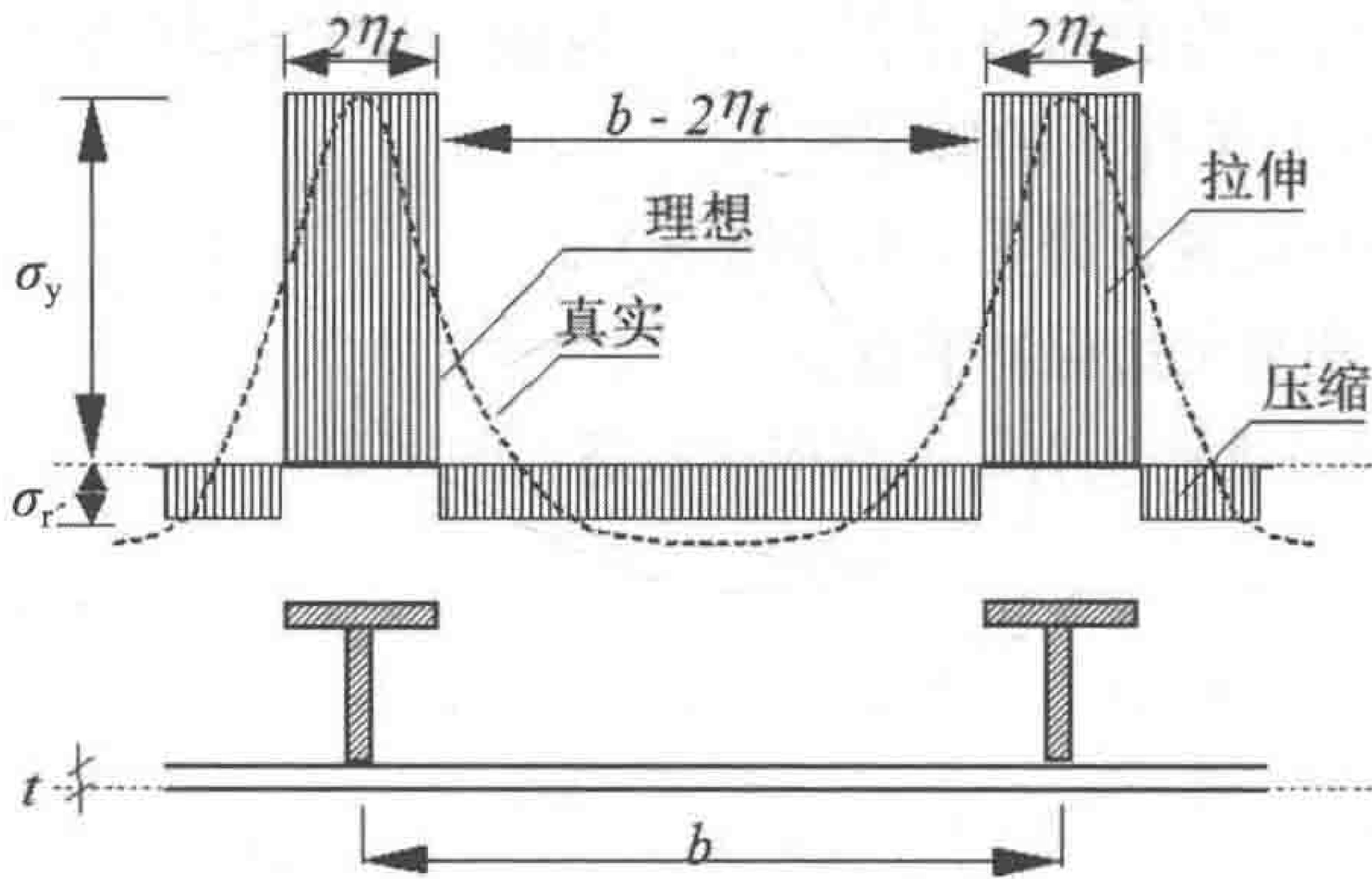


图 17.5 板中的焊接残余应力

残余应力可能会导致板的压缩刚度降低。这是在压缩区出现过早屈服所致。可引入以下缩减因数 R_r 用于强度分析：

$$R_r = 1 - \frac{\sigma_r}{\sigma_y}\frac{E_t}{E} = 1 - \frac{2\eta}{\frac{b}{t} - 2\eta}\frac{2(\beta - 1)}{\beta}, \quad 1<\beta<2.5 \tag{17.9}$$

式中：

E_t 为板的正切模量。

板和加强筋中残余应力的水平和分布如图 17.5 所示。根据板的材料特性及采用的制造方法（例如轧制、焊接、机械矫直、热处理等），残余应力的水平和分布会发生变化。特种高强度钢可形成较大的热影响区，其中的残余应力极大。高残余应力是结构强度损失的一个重要因素。

假定沿着焊接边缘，焊接所导致的残余拉伸应力不超过板的屈服应力。对于低碳钢，在任何情况下残余压缩应力均可取板屈服应力的 5%~10%。对于高强度钢，压缩残余应力的取值应更高。

对于加筋腹板，低碳钢的残余压缩应力可取加强筋屈服应力的 3%~5%，高强度钢的取值要更高一些。

初始结构缺陷可能是由焊接、制造、热处理、运输和储存等所致。缺陷对板极限强度的影响主要取决于其形状。大多数理论研究都假定初始挠度的形状与屈曲模式相同，因为当初始挠度的形状与屈曲模式一致时，其对极限强度的影响最大。对测得的板变形数据进行统计分析，结果表明屈曲分量的大小约为最大变形的一半。

预测最大变形的公式有多种，但以下关系式是最常用的：

$$\frac{\delta_0}{t} = C_2\frac{b}{t} - C_3, \quad \frac{b}{t} > 40 \tag{17.10}$$

式中：

C_2 通常取 0.016；C_3 取 0.36。

设计规范中对于所定义的强度标准一般规定了制造公差标准。如果超过了制造公差标准，则必须对缺陷进行修复。采用先进的公式或数值 / 力学试验也可以对缺陷的影响予以显式说明。

17.1.5 塑性修正 Correction for Plasticity

对于宽度厚度比相对较小的板，如果应力超过了屈服应力(实际上不会发生)，则可由式（17.7）对临界应力予以预测。有多种方法均能说明塑性的影响。对塑性所导致的弹性临界应力进行修正的一种简便方法是 ϕ 法，其弹塑性屈曲应力可表达为

$$\sigma_{cr} = \phi\, \sigma_y \tag{17.11}$$

式中：

ϕ 为结构长细比的经验函数。原定义如下：

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{\sigma_y}{\sigma_E}} \tag{17.12}$$

而 ϕ 有多种用 $\bar{\lambda}$ 表达的形式。一种可进行塑性修正的方法是采用椭圆相互作用方程（Odland, 1988）：

$$\left(\frac{\sigma_{cr}}{\sigma_y}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{cr}}{\sigma_E}\right)^2 = 1$$

由上式可以得出：当 $\sigma_E \to \infty$ 时 $\sigma_{cr} \to \sigma_y$

当 $\sigma_E < \sigma_y$ 时，$\sigma_{cr} \to \sigma_E$

因而对于粗短构件和细长构件，方程均可收敛至正确解。求解 σ_{cr} 得到下式：

$$\sigma_{cr} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{1+\bar{\lambda}^4}} \quad \Rightarrow \quad \phi = \frac{1}{\sqrt{1+\bar{\lambda}^4}} \tag{17.13}$$

另外一种著名解法称为Johnson-Ostenfeld公式，已被数个北美设计规范所采纳。

$$\phi = \begin{cases} 1 - \dfrac{\bar{\lambda}^2}{4}, & \bar{\lambda}^2 \leqslant 2 \\ \dfrac{1}{\bar{\lambda}^2}, & \bar{\lambda}^2 > 2 \end{cases} \tag{17.14}$$

17.2　组合载荷 Combined Loads

极限状态设计时屈曲标准和极限强度标准也被称为适用极限状态（SLS）和最大极限状态（ULS）。

17.2.1　屈曲——适用极限状态 Buckling——Serviceability Limit State

在组合加载作用下，如图 17.6 所示，如果定义了等效应力和等效弹性屈曲应力，则可以采用上述方法。并可简便地由以下相互作用公式予以表达：

$$\left(\frac{\sigma_{\mathrm{e}}}{\sigma_{\mathrm{Ee}}}\right)^{c}=\left(\frac{\sigma_{x}}{\sigma_{\mathrm{E}x}}\right)^{c}+\left(\frac{\sigma_{y}}{\sigma_{\mathrm{E}y}}\right)^{c}+\left(\frac{\tau}{\tau_{\mathrm{E}}}\right)^{c} \tag{17.15}$$

式中：

$\sigma_{\mathrm{E}x}$, $\sigma_{\mathrm{E}y}$ 和 τ_{E} 为相应应力分量单独作用时的弹性屈曲应力；

σ_{Ee} 为对应于等效应力$\sigma_{\mathrm{e}}=\sqrt{\sigma_x^2+\sigma_y^2-\sigma_x\sigma_y+3\tau^2}$的等效弹性屈曲应力。

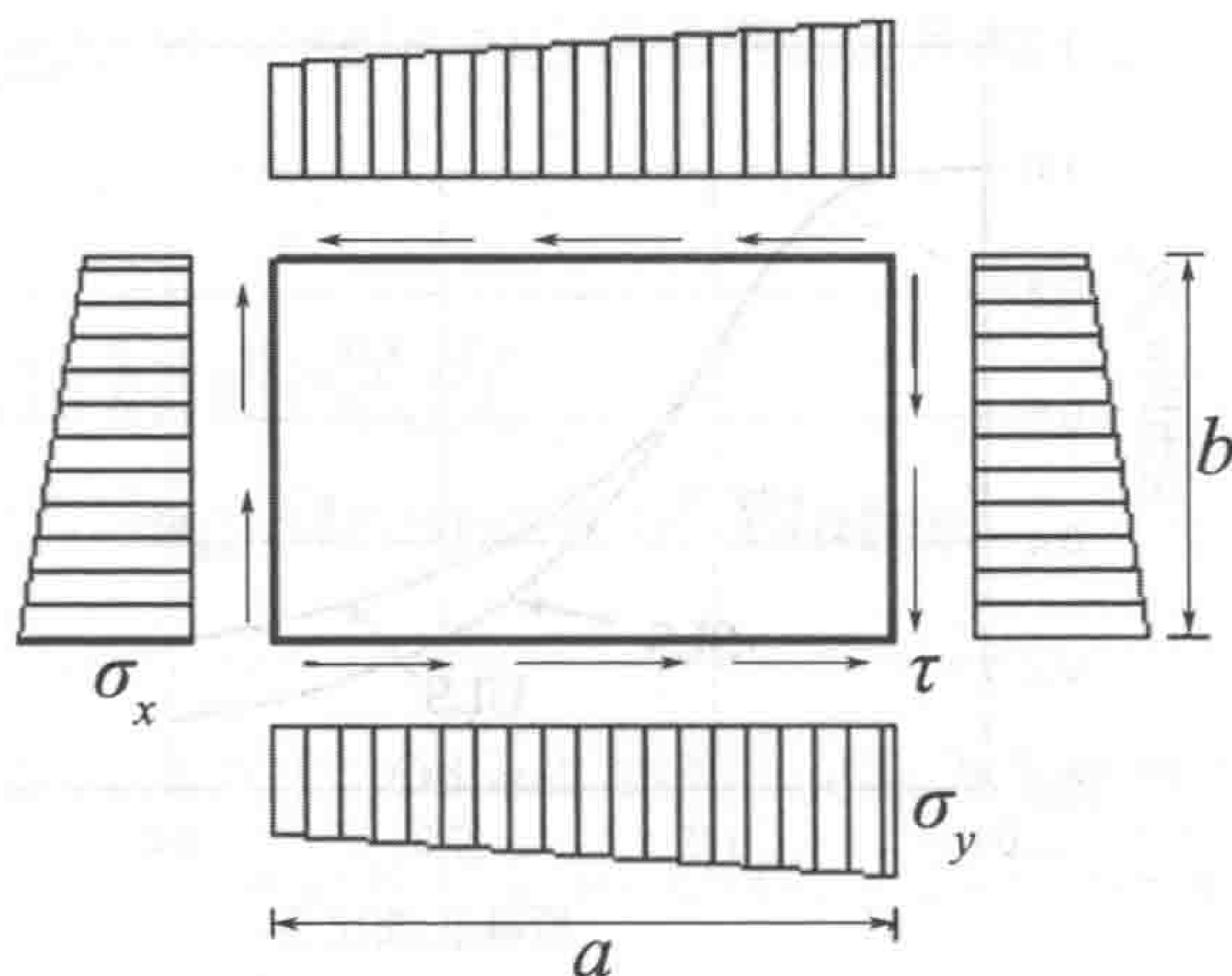


图 17.6　组合加载

因而上述塑性修正所用的等效折减长细比可表达为（DNV, CN 30.1, 1995）：

$$\bar{\lambda}_e^{\,2}=\frac{\sigma_y}{\sigma_{Ee}}=\frac{\sigma_y}{\sigma_e}\left[\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{Ex}}\right)^c+\left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{Ey}}\right)^c+\left(\frac{\tau}{\tau_E}\right)^c\right]^{\frac{1}{c}} \tag{17.16}$$

指数 c 取决于板的高宽比。对于组合加载，方形板要比长板更为敏感，因为就双轴压缩而言两种屈曲模式是一致的。因而方形板常用线性相互作用而长板则使用椭圆相互作用。DNV CN 30.1 （1995）提出以下组合载荷作用下板的屈曲强度方程：

$$\sigma_{cr}=\frac{\sigma_y}{\sqrt{1+\bar{\lambda}_e^{\,4}}} \tag{17.17}$$

17.2.2 极限强度——最大极限状态 Ultimate Strength –Ultimate Limit State

板的极限强度可估算为（DNV, CN 30.1, 1995）：

$$\sigma_{ult}=\frac{\sigma_y}{\sqrt{1+\bar{\lambda}_e}},\qquad \bar{\lambda}_e\leqslant 1 \tag{17.18}$$

$$\sigma_{ult}=\frac{\sigma_y}{\bar{\lambda}_e\sqrt{2}},\quad 1.0<\bar{\lambda}_e\leqslant 5.0 \tag{17.19}$$

图 17.7 对适用极限状态（SLS）和最大极限状态（ULS）进行了比较。对于非常细长的板，其极限强度要显著大于屈曲强度。

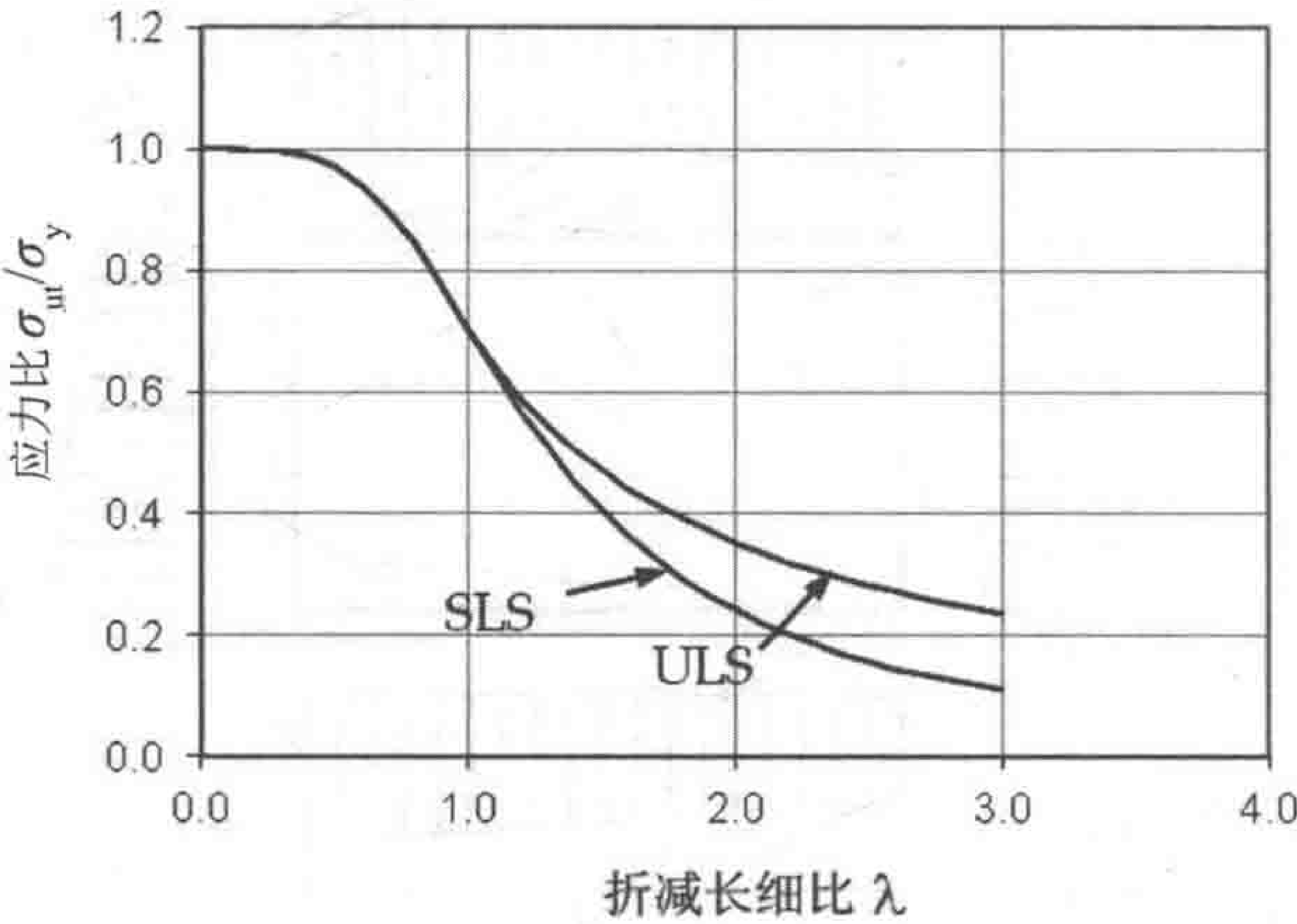


图 17.7　板的极限强度与屈曲强度

Balint 等（2002）提出以下组合载荷作用下板的极限强度方程：

$$\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{L1}}\right)^A-\alpha\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{L1}}\right)\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{L2}}\right)+\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{L2}}\right)^2+\left(\frac{\tau}{\tau_L}\right)^2=1 \tag{17.20}$$

式中：

σ_1 为方向 1 上的轴向应力；

σ_2 为方向 2 上的轴向应力；

τ 为剪应力；

σ_{L1} 为 σ_1 的极限轴向应力；

σ_{L2} 为 σ_2 的极限轴向应力；

τ_L 为极限剪应力；

根据 Bai(2001)的实例，以下强度标准也适用于组合载荷作用下（板或加筋板）的极限强度：

$$\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{L1}}\right)^2-\alpha\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{L1}}\right)\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{L2}}\right)+\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{L2}}\right)^2+\left(\frac{\tau}{\tau_L}\right)^2+\left(\frac{p}{p_L}\right)^2=1 \tag{17.21}$$

式中：

p 为侧向压力；

p_L 为极限侧向压力；

提出式（17.21）是因为其在非弹性屈曲情况下接近 von Mises 屈服条件，并且在弹性屈曲情况下可产生线性相互作用。根据 API 2V （1987），当应力 σ_1 和 σ_2 均为压缩力时系数 α 的取值为 0，而当 σ_1 和 / 或 σ_2 为拉伸力时 α 可取 1。精确起见，应基于有限元分析和力学试验来确定系数 α。

17.3　板的屈曲强度
Buckling Strength of Plates

Johnson-Ostenfeld 公式（Odland, 1988）可用于塑性修正。计算组合载荷作用下的弹性屈曲应力可采用 17.2 节的方程。压缩应力和面内弯曲作用下板的弹性屈曲强度可表达为

$$\sigma_E = k_s \frac{\pi^2 E}{12(1-\upsilon^2)}\left(\frac{t}{b}\right)^2 \tag{17.22}$$

对于纯剪应力作用下的简支板，Timoshenko 和 Gear （1961）给出的表达式可以得到精确的弹性屈曲解：

$$\tau_{EI} = k_s \frac{\pi^2 E}{12(1-\upsilon^2)}\left(\frac{t}{b}\right)^2 \tag{17.23}$$

式中：

$$k_s = 4.0\left(\frac{b}{a}\right)^2 + 5.34 \tag{17.24}$$

υ 为泊松比

剪切状态下的屈服应力可估算为$\frac{\sigma_y}{\sqrt{3}}$，式中 σ_y 为板的屈服应力。

17.4 非加筋板的极限强度 Ultimate Strength of Un-Stiffened Plates

17.4.1 长板和宽板 Long Plates and Wide Plates

如果细长板的未承载边可通过约束保持平直，则其承载能力要超过弹性理论所预测的承载能力。原因是较大的横向挠度会产生使板趋于稳定的横向膜应力。在此阶段，沿着未承载边应力分布不再均匀，而是朝着加强筋的方向增大。根据有效宽度法，当边缘应力 σ_E 接近屈服应力时可以达到极限强度，如图 17.8 所示。以下公式被广泛用于未承载边通过约束保持平直的简支板（Faulkner, 1975）：

$$\frac{b_e}{b} = \frac{\sigma_{xm}}{\sigma_y} = \begin{cases} \frac{2}{\beta} - \frac{1}{\beta^2}, & \beta \geq 1 \\ 1, & \beta < 1 \end{cases} \tag{17.25}$$

式中：

板的长细比为

$$\beta = \frac{b}{t}\sqrt{\frac{\sigma_y}{E}} \tag{17.26}$$

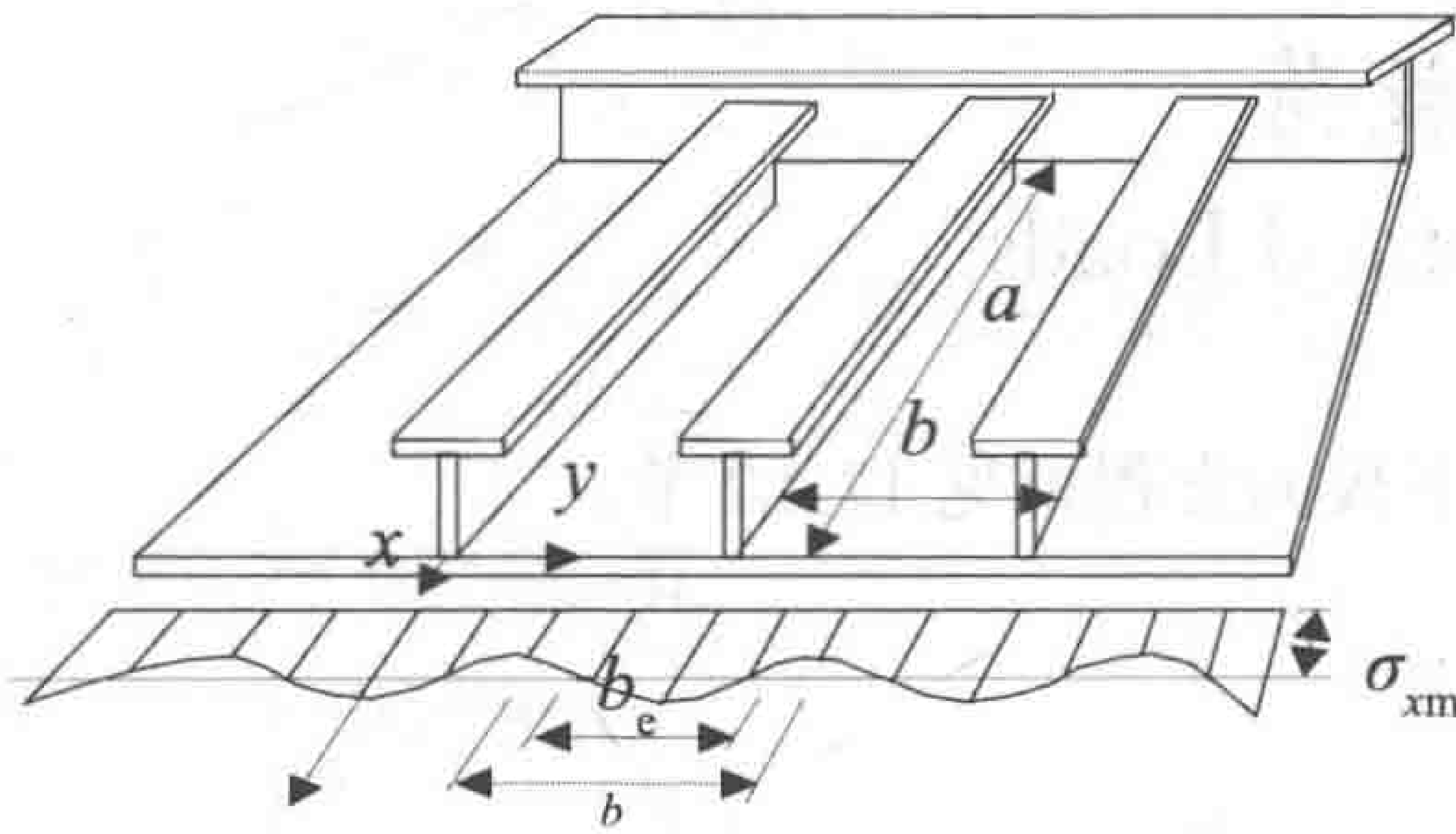


图 17.8　受压加筋板的实际应力分布

式（17.25）可说明屈曲模式中初始挠度的合理程度，但无法说明残余应力。

对作用于长边（$a/b \geqslant 1.0$）和短边（$a/b<1.0$）的压缩载荷可采用以下有效宽度公式（Mansour, 1997）：

$$b_e = \begin{cases} C_b, & \dfrac{a}{b} \geqslant 1.0 \\ \dfrac{a}{b}C_b + 0.08\left(1-\dfrac{a}{b}\right)\left(1-\dfrac{1}{\beta^2}\right)^2 \leqslant 1.0, & \dfrac{a}{b} < 1.0 \end{cases} \tag{17.27}$$

$$C_b = \begin{cases} 1, & \beta < 1.25 \\ \dfrac{2.25}{\beta} - \dfrac{1.25}{\beta^2}, & 1.25 \leqslant \beta < 3.5 \\ \sqrt{\dfrac{4\pi^2}{12(1-\upsilon^2)}\dfrac{1}{\beta^2}}, & \beta \geqslant 3.5 \end{cases} \tag{17.28}$$

17.4.2　剪切强度
Shear Strength

剪切状态下板的极限强度可假定为剪切屈服应力。

17.4.3 组合载荷 Combined Loads

组合载荷作用下板的方程可见 17.2.2 节。

17.5 加筋板格的极限强度 Ultimate Strength of Stiffened Panels

17.5.1 梁－柱屈曲 Beam−Column Buckling

当加筋板格受到轴向应力 σ 和弯矩 M（横向载荷所致）的共同作用时，可采用 Mansour（1997）提出的公式预测其极限强度：

$$\frac{\sigma}{\sigma_{\text{column}}}+C_M\frac{M}{\sigma_{\text{beam}}}=1 \tag{17.29}$$

式中加筋板的柱屈曲强度 σ_{column} 可使用基于弹性屈曲应力的 Johnson–Ostenfeld 公式或 Perry–Robertson 公式进行预测：

$$\sigma_{\text{E}}=\frac{\pi^2 EI_{\text{s}}}{l_{\text{s}}^2 A_{\text{s}}} \tag{17.30}$$

式中：

E 为弹性模量；

I_{S} 为加筋板的惯性力矩；

l_{s} 为加强筋的长度；

A_{S} 为加筋板的横截面面积。

虽然 Johnson–Ostenfeld 公式用于柱屈曲计算非常简便，但却无法说明初始缺陷的影响。Perry–Robertson 公式可作为替代公式，参见本书第 2 篇第 8 章。系数 C_{M} 为作用于梁两端的弯矩之比 M_A/M_B 的函数，即

$$C_M = \frac{0.6 + 0.4 M_A / M_B}{1 - \sigma / \sigma_E} \quad (17.31)$$

完全塑性弯矩可作为纯弯曲作用下加筋板的极限弯矩。

17.5.2　加强筋的扭转屈曲 Tripping of Stiffeners

当腹板的高度宽度比相对较大，并且所连接的面板在单轴压缩载荷和侧向压力共同作用下无法保持平直时，加强筋会以扭转屈曲失效模式向侧面发生扭转。可采用 Johnson-Ostenfeld 公式和弹性屈曲应力方程（参见第一篇第 4 章中的式（4.30）和 Ma （1994））预测扭转屈曲强度。

加筋板格的总屈曲（板架总屈曲）。

采用正交各向异性板理论，Mansour （1977）推导出以下屈曲方程，适用于各个方向上的大量加强筋：

$$\sigma_E = k \frac{\pi^2 \sqrt{D_x D_y}}{h_x B^2} \quad (17.32)$$

式中：

B 为板格总宽度；

h_x 为有效厚度。

对于简支板格，k 可取为：

$$k = \frac{m^2}{\rho^2} + 2\mu + \frac{\rho^2}{m^2} \quad (17.33)$$

式中：

m 为屈曲板的半波数量；

μ 和 ρ 分别为扭转系数和理论高宽比。

17.6 参考文献 References

[1] ABS (2001), Rules for Building and Classing Steel Vessels, American Bureau of Shipping.

[2] API 2V (1987), Bulletin on Design of Flat Plate Structures, 1st Edition, 1987 (ANSI/API Bull 2V-1992).

[3] Amdhal, J. (1997), Buckling and Collapse of Structures, Lecture Notes, NTNU.

[4] Bai, Y. (2001), Pipelines and Risers, Elsevier Ocean Engineering Book Series, Vol. 3.

[5] Balint, S.W., Serrahn, C.S. and Chang, B.C. (2002), Background to New Edition of API Bulletin 2V: Design of Flat Plate Structures, Proceedings of Offshore Technology Conferences, OTC 14187.

[6] DNV CN 30.1 (1995), Buckling Strength Analysis, Det Norske Veritas.

[7] Ellinas, C.P., Supple, W.J., and Walker, A.C. (1984), Buckling of Offshore Structures, Granada.

[8] Faulkner, D. (1975), A Review of Effective Plating for Use in the Analysis of Stiffened Plating in Bending and Compression, Journal of Ship Research, Vol. 19.

[9] Faulkner, D. (1979), Design Against Collapse for Marine Structures, International Symposium on Advances in Marine Technology, Trondheim.

[10] Galambos, T.V. (2000), Guide to Stability Design Criteria for Metal Structures, 5th Edition, John Wiley & Sons.

[11] Hughes, O. (1983), Ship Structural Design - A Rationally-based Computer-Aided, Optimization Approach, SNAME, Society of Naval Architects and Marine Engineers.

[12] Jones, N. (1976), Plastic Behavior of Ship Structures, Transactions of SNAME, Vol. 84, pp. 115-139.

[13] Ma, M. (1994), Elastic and Inelastic Analysis of Panel Collapse by Stiffener Buckling, Ph.D. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University.

[14] Mansour, A. (1977), Gross Panel Strength under Combined Loading, Ship Structures Committee Report, SSC-270.

[15] Mansour, A. E. (1997): Assessment of Reliability of Ship Structures, SSC Report, SSC-398.

[16] Odland, J.(1988), Improvement in Design Methodology for Stiffened and Unstiffened Cylindrical Structures, BOSS-1988, Edited by T. Moan, Tapir Publisher, June 1988.

[17] Timoshenko S. and Gere, J.M. (1961), Theory of Elastic Stability, McGraw-Hill Book Company, Inc.

第 18 章　圆柱壳的极限强度

Ultimate Strength of Cylindrical Shells

18.1 引言
Introduction

18.1.1 概述
General

圆柱壳是离岸结构、潜水艇和空域飞行器的基本结构构件。其通常会承受组合式压应力和外部压力，因此其设计必须满足强度要求。载荷 - 端缩理论曲线，系表示轴向挤压下的非加筋圆柱壳，如图 18.1 所示。完美壳体的应力应变关系在分叉点 *B* 之前呈线性，一直延续至发生屈曲处，其荷载承受能力骤减。缺陷壳体在荷载作用的早期其应力应变关系呈非线性，L 点发生屈曲并非表示出现了明显的分叉现象。

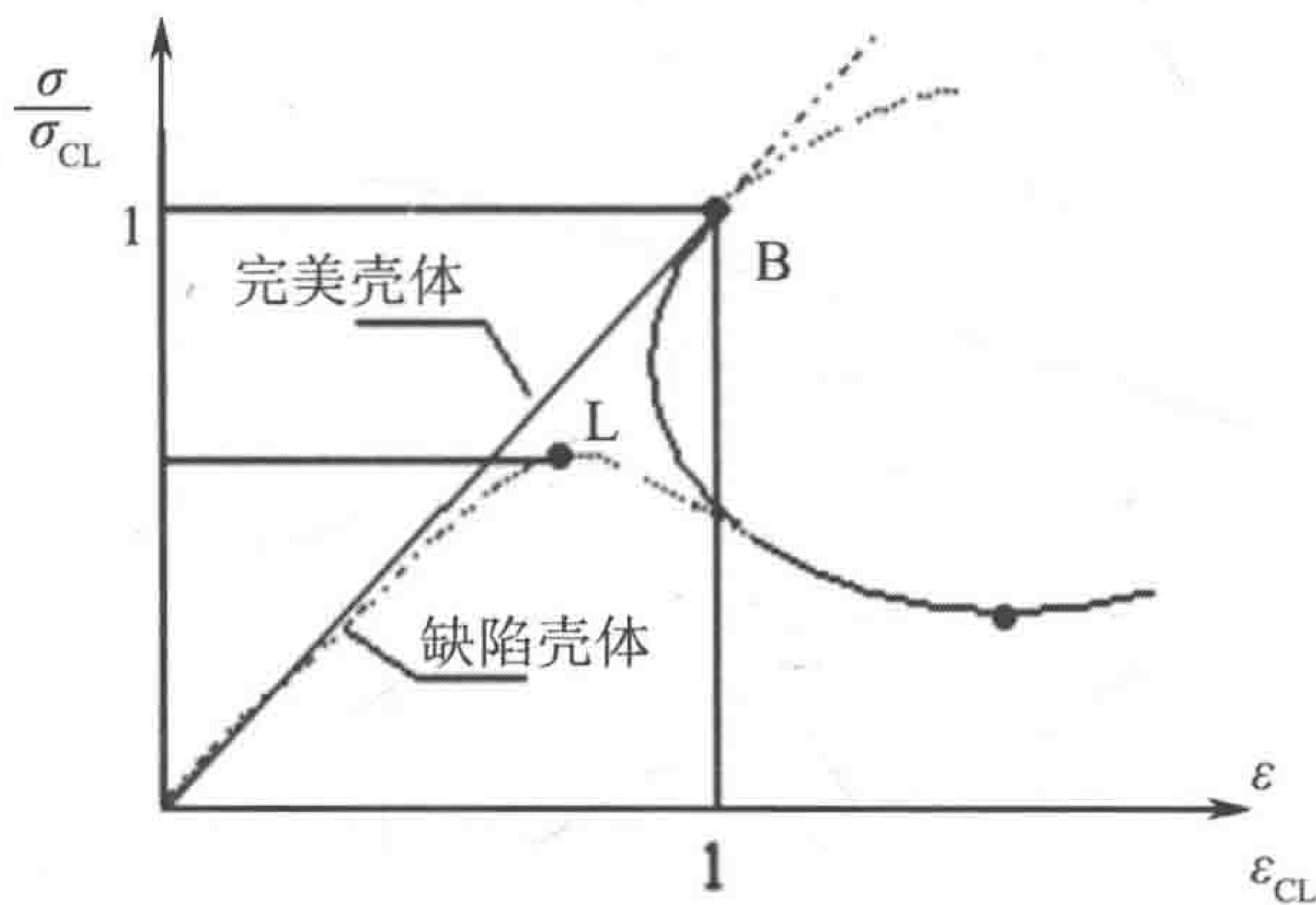


图 18.1 完美和缺陷壳体的应力应变关系

缺陷圆柱壳的强度会显著低于分叉荷载。圆柱壳设计的依据是采用缺陷效应的破损系数来修正理论预测。

18.1.2 屈曲失效模式 Buckling Failure Modes

加筋圆柱壳的特征几何参数其定义如图 18.2 所示。

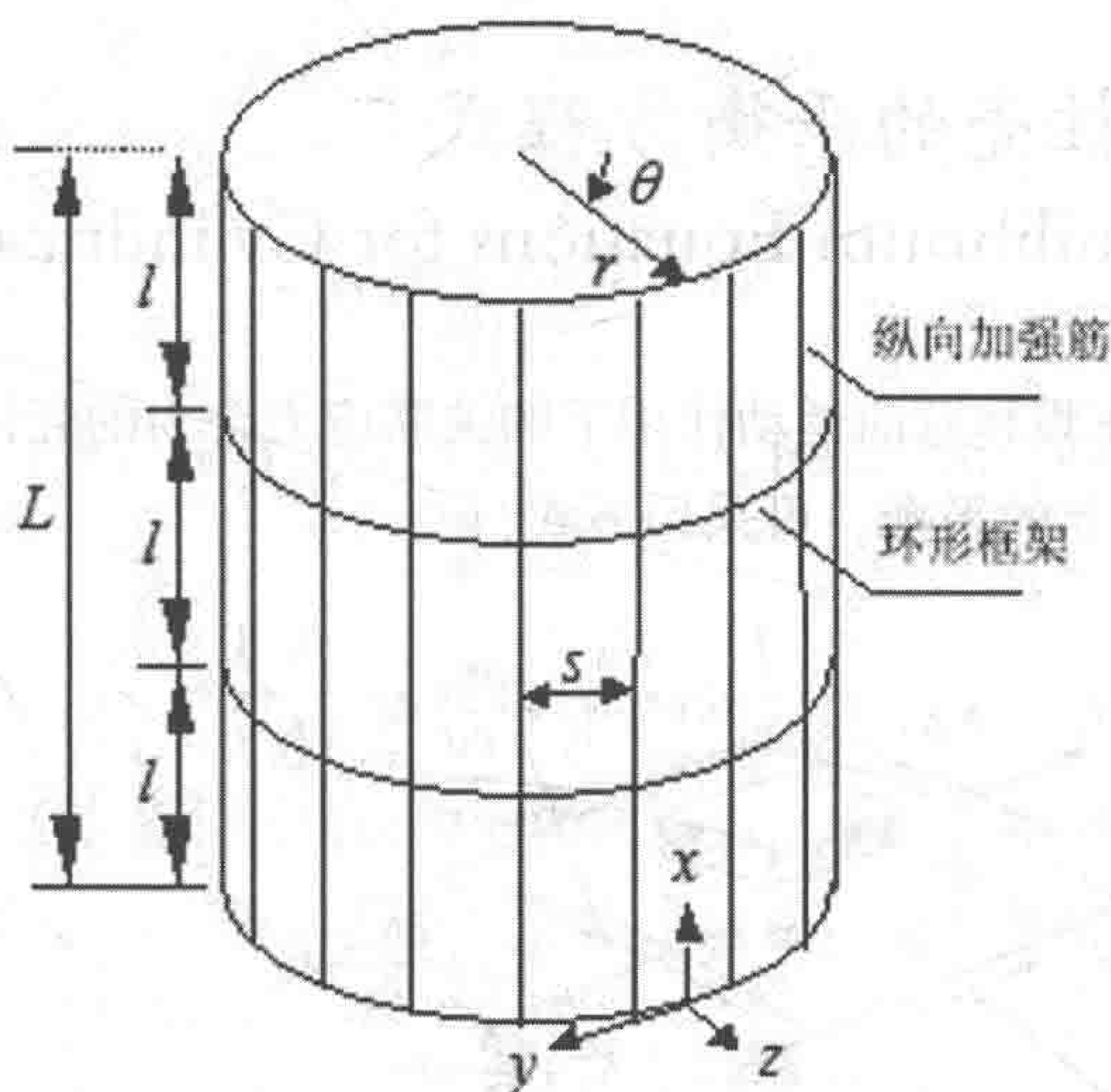


图 18.2 加筋圆柱壳的几何参数

假定边界条件为简支、有约束。设计荷载包括：

- 纵向力和弯矩所致的压应力；
- 外部超压；
- 组合式压应力和外部压力；
- 影响圆柱壳强度的主要因素包括；
- 残余应力和几何缺陷；
- 凹陷；
- 腐蚀缺陷。

残余应力和几何缺陷的影响已在本章所述标准中进行了隐含式说明。然而，如果未遵守制造公差，或者在运营结构中发现有凹陷和明显的腐蚀，那么就有必要进行维修处理以及额外的强度分析。对于压力容器、管道和立管，在组合式内外压、轴向力和弯曲作用下的受压圆柱体标准可参见 Bai（2001）。

18.2 非加筋圆柱壳的弹性屈曲 Elastic Buckling of Unstiffened Cylindrical Shells

18.2.1 圆柱壳的平衡方程式 Equilibrium Equations for Cylindrical Shells

图 18.3 为在膜和弯曲运动作用下的关联应力合力的壳体微元。考虑到轴向、圆周和径向方向上的平衡，可采用下式：

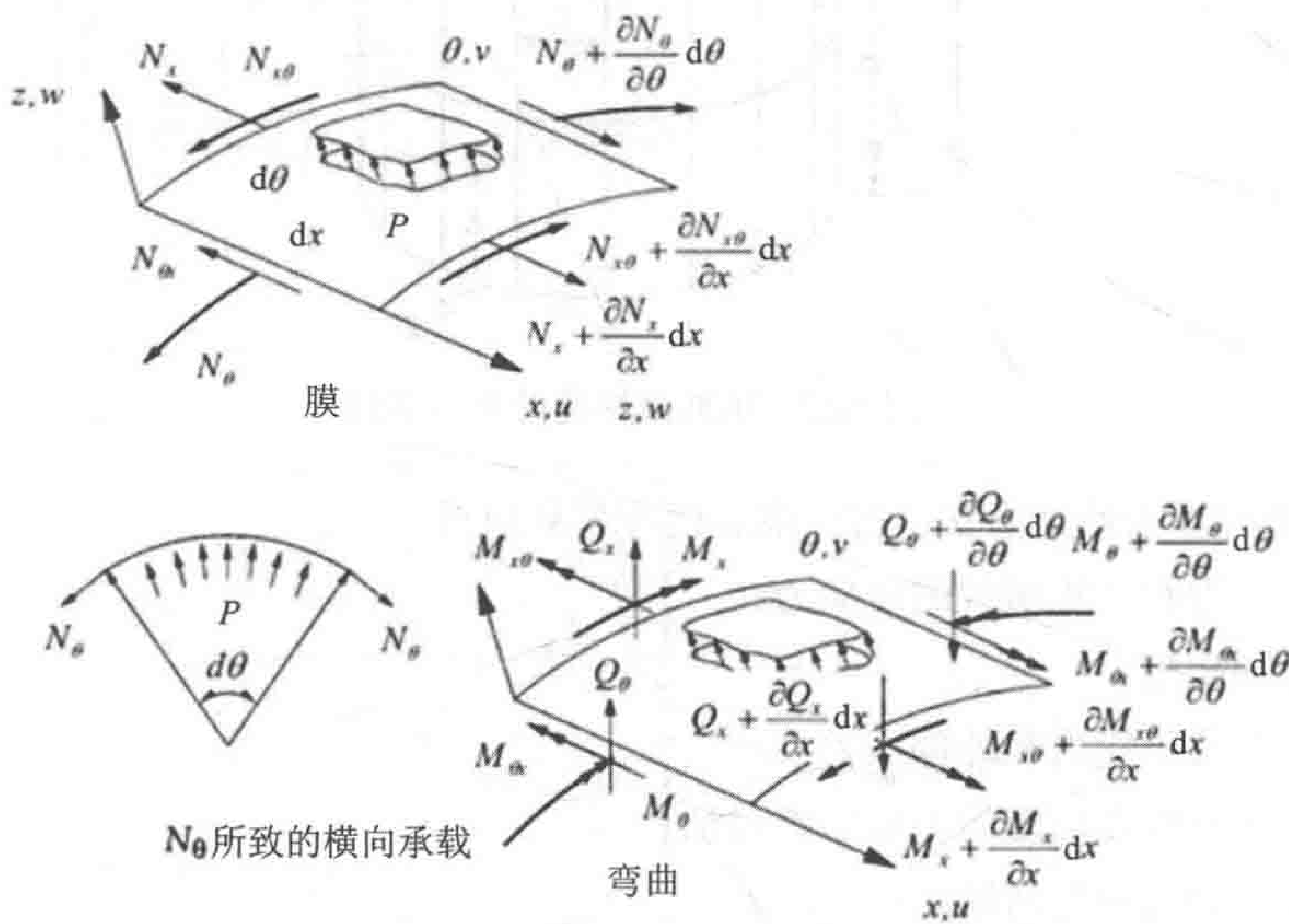


图 18.3 壳体应力合力

$$r\frac{\partial N_x}{\partial x}+\frac{\partial N_{\theta x}}{\partial \theta}=0 \tag{18.1}$$

$$r\frac{\partial N_{x\theta}}{\partial x}+\frac{\partial N_{\theta}}{\partial \theta}=0 \tag{18.2}$$

$$\nabla^4 w=\frac{1}{D}\left(p+N_x\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{2}{r}N_{x\theta}\frac{\partial^2 w}{\partial x\partial\theta}+\frac{1}{r^2}N_\theta\frac{\partial^2 w}{\partial\theta^2}-\frac{1}{r}N_\theta\right) \tag{18.3}$$

式中：

$$\begin{aligned} N_x &= \sigma_x t \\ N_{x\theta} &= N_{\theta x}=\sigma_{x\theta}t \\ N_\theta &= \sigma_\theta t \end{aligned} \tag{18.4}$$

$$\nabla^4=\left(\nabla^2\right)^2=\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial\theta^2}\right)^2$$

板材刚度 D 为：

$$D=\frac{Et^3}{12\left(1-\nu^2\right)} \tag{18.5}$$

压力 p 为正值，向外。注意式（18.3）与代入下式后相应的板材平衡表达式之间的相似性：

$$\frac{\partial}{\partial y}=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial\theta}, \qquad \frac{\partial}{\partial y^2}=\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial^2\theta} \tag{18.6}$$

仅出现新的项 N_θ/r，表示周向应力的侧向分力。因此，不同于板材，圆柱壳能够承受纯膜运动时的侧向荷载而不发生弯曲。这是一个非常有效的特性，但同时也标志着壳体对屈曲的敏感性。

将式（18.1）代入式（18.3），得出一组三个非线性方程式，含 4 个变量 N_x、$N_{x\theta}$、N_θ 和 w。通过引入运动学和本构关系以及采用运算符∇，式（18.3）亦可改写如下：

$$\nabla^8 w=\frac{\nabla^4}{D}\left(N_x\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{2}{r}N_{x\theta}\frac{\partial^2 w}{\partial x\partial\theta}+\frac{1}{r^2}N_\theta\frac{\partial^2 w}{\partial\theta^2}\right)-\frac{Et}{Dr^2}\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \tag{18.7}$$

它也是已知的 Donnel 方程式。

18.2.2　轴向挤压 Axial Compression

考虑到承受轴向挤压荷载 P 的圆柱体，如果忽略端部效应，则适用下述假定。

$$N_x=\frac{P}{2\pi r}, \quad N_{x\theta}=N_\theta=0 \tag{18.8}$$

将这些数值代入式（18.7），得出

$$D\nabla^8 w+\frac{Et}{r^2}\frac{\partial^4 w}{\partial x^4}+\frac{P}{2\pi r}\nabla^4\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right)=0 \tag{18.9}$$

这一微分方程的解为

$$w=\delta\left(\sin\frac{m\pi x}{l}\right)\sin n\theta \tag{18.10}$$

式中：

m 为纵向半波数；n 为轴向全波数。

得出

$$\sigma_{xE}=\frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)}\left(\frac{t}{l}\right)^2\left[\frac{(m^2+\bar{n}^2)^2}{m^2}+\frac{12Z^2}{\pi^4}\frac{m^2}{(m^2+\bar{n}^2)^2}\right] \tag{18.11}$$

式中：

Z 为 Batdorf 参数：

$$Z=\frac{l^2}{rt}\sqrt{(1-\nu^2)} \tag{18.12}$$

和

$$\bar{n}=\frac{nl}{\pi r} \tag{18.13}$$

式（18.11）的解可表示为

$$\sigma_{xE}=k_c\frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)}\left(\frac{t}{l}\right)^2 \tag{18.14}$$

对于中等长度的圆柱体，可相对于下述数值，通过解析法使式（18.11）最小化来得出最小临界荷载的直接估算值

$$\left(\frac{m^2+\bar{n}^2}{m}\right)^2 \tag{18.15}$$

得出最小值为：

$$\left(\frac{m^2+\bar{n}^2}{m}\right)^2=\frac{2\sqrt{3}}{\pi^2}Z \tag{18.16}$$

式中给出下述临界荷载

$$\sigma_{xE}=\frac{\pi^2 E}{12(1-\nu)}\left(\frac{t}{l}\right)^2\cdot\frac{4\sqrt{3}}{\pi^2}Z=0.605\frac{Et}{r}\sigma_{cl} \tag{18.17}$$

这是轴向挤压圆柱体的经典解法。须引起注意的是，m 和$\bar{n}$均被视为最小化过程中的连续变量（对菱形凸起而言）。不过，它们实际上是离散量，正确的值可通过试验和纠错得出。

对于较短的圆柱体，屈曲模式呈非对称，m=1，n=0，这是类似于板材的屈曲。以下为得出的屈曲系数。

$$k_c = 1 + \frac{12Z^2}{\pi^4}, \qquad Z < \frac{\pi^2}{2\sqrt{3}} = 2.85 \tag{18.18}$$

对于较长的圆柱体，柱屈曲是一种潜在的失效模式，屈曲应力表示为

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 EI}{Al^2} \approx \frac{\pi^2 E}{2}\left(\frac{r}{l}\right)^2 \tag{18.19}$$

18.2.3　弯曲
Bending

在弹性区，这一领域的研究表明，在所有的实际应用中弯曲时的屈曲应力接近于轴向挤压时的屈曲应力，参见 Timoshenko 和 Gere （1961）。由于以下原因对弯曲圆柱体进行分析较为烦琐：

- 环绕周边的初始应力分布不再恒定不变；
- 因横截面成椭圆形所致的圆柱体预屈曲变形呈高度非线性。

Brazier （1927）首次以弹性弯曲函数方式得出弹性弯矩和横截面成椭圆形的研究结果。他发现达到最大弯矩时的临界应力为：

$$\sigma_{xE} = 0.33 \frac{Et}{r} \tag{18.20}$$

不过，在塑性区，圆柱体纯弯曲时的屈曲应变会明显大于圆柱体纯挤压时塑性屈曲理论所给出的应变。有许多研究人员已经在设法对纯弯曲时的非弹性圆柱体进行数学求解（参见 Ades，1957 和 Gellin，1980）。可惜，至今尚无成功者。

边界条件的影响也会在受弯曲作用下的非加筋短壳体的屈曲强度中起到重要作用。圆柱体长度越短，屈曲强度则越大。这是因为较短圆柱体的预屈曲变形较小，会降低壳体的屈曲强度。当圆柱体长度足够大时，弯曲强度会接近 Beazier（1927）、Ades （1957）和 Gellin （1980）所给出的数值。

18.2.4　外部横向压力
External Lateral Pressure

在预屈曲状态下，外部压力在子午线方向上产生膜的压应力。在式（18.3）中仅保留线性项

$$N_\theta = -pr \tag{18.21}$$

将式（18.21）代入式（18.8），得出下述稳定性方程式

$$D\nabla^8 w + \frac{Et}{r^2}\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{1}{r}p\nabla^4\left(w\frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2}\right) = 0 \tag{18.22}$$

位移函数的形式等同于轴向挤压的形式。代入式（18.22）得出

$$\sigma_{\theta E} = -\frac{pr}{t} = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)}\left(\frac{t}{l}\right)^2\left[\frac{(l+\overline{n}^2)^2}{\overline{n}^2} + \frac{12Z^2}{\pi^4\overline{n}^2(1+\overline{n}^2)^2}\right] \tag{18.23}$$

式中：

一个轴向波（m=1）时得到最低的屈曲荷载。最后一项被解释为屈曲系数k_θ。k_θ的最小值可由试验确定。如果假定$\overline{n}$较大（>>1），那么以解析法使式（18.23）最小化将得出

$$k_\theta = \frac{4\sqrt{6}}{3\pi}\sqrt{Z} \tag{18.24}$$

对 Z 的较小值和中间值有效的近似屈曲系数为

$$k_\theta = 4\sqrt{1+\frac{2Z}{3\pi^2}} \tag{18.25}$$

第一项等同于长平板的屈曲系数。当 $1/r$ 接近于无穷大时，式（18.23）简化为

$$\sigma_{\theta E} = \frac{n^2 E}{12(1-\nu^2)}\left(\frac{t}{r}\right)^2 = 0.275E\left(\frac{t}{r}\right)^2 \tag{18.26}$$

长圆柱体因成椭圆形而失效，此时的 n=2，上式则服从受外压作用下的管道和立管的弹性屈曲应力。

18.3 环向加筋壳的屈曲
Buckling of Ring Stiffened Shells

本节讨论圆柱壳的极限强度，其已通过环形框架得以加强并承受轴向挤压、外部压力或两者的结合作用。内容陈述涉及壳体失效部分；对于加强筋的设计，应分别考虑总体稳性和扭转非稳性，参见 Ellinas （1984）。

18.3.1　轴向挤压
Axial Compression

受挤压作用下的环向加筋壳的潜在失效模式包括：

- 非加筋圆柱体或环间壳体失效（轴向对称失稳或菱形失稳）；
- 总体失稳；
- 环向加强筋失效；
- 上述组合。

通过对设计规范中的加强筋几何特性（诸如惯性矩）提出相应要求来避免出现总体失稳的失效模式。设计规范要求总体失稳的屈曲应力是局部板格屈曲的 2.5 倍。

一旦总体失稳失效得到抑制，环向加强筋失效就不可能发生在环向加筋圆柱体中。不过，环向加强筋的失效有可能与总体失稳相结合发生，因此需针对总体失稳来减弱强度。因此，需将几何要求应用于环向加强筋，以避免出现失效与总体失稳的相互作用。

以下表达式系用于上述所列的首次失效模式：非加筋圆柱体失效。Balint 等（2002）提议为完美圆柱体的弹性屈曲采用 Batdorf 形式

$$\sigma_{crx} = k_{xL} \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)}\left(\frac{t}{L_r}\right)^2 \tag{18.27}$$

式中：

屈曲系数 k_{xL} 是几何参数 M_x（Capanoglu 和 Balint, 2002）的函数。

$$k_{xL} = \sqrt{1+\frac{150}{D/t}(\alpha_{xL})^2(M_x)^4} \tag{18.28}$$

式中：

$$M_x = \frac{L_r}{\sqrt{Rt}} \tag{18.29}$$

L_r为环的间隔。系数 α_{xL} 可表示为（Capanoglu and Balint, 2002）

$$\alpha_{xL} = \frac{9}{[300+D/t]^{0.4}} \tag{18.30}$$

板材弯曲较小时，式（18.27）将服从于平板的屈曲应力。这是相对于 API

公告 2U 和 API RP 2A 中所采用的长圆柱体的临界屈曲应力方程式的一种优势。

可采用第 2 篇第 10 章所述的塑性修正系数来估算非弹性屈曲强度。

18.3.2 静水压 Hydrostatic Pressure

受外部压力作用下的环向加筋圆柱体有可能出现三种失效模式：

- 局部环间壳体失效；
- 总体失稳；
- 环向加强筋失效。

对于承受静水压的环向结构圆柱体，BS 5500（1976）和 Faulkner 等（1983）将弹性屈曲应力与 Johnson–Ostenfeld 塑性修正系数相结合，需要注意的是，几何形状在 $6 \leqslant R/t \leqslant 250$ 与 $0.04 \leqslant L/R \leqslant 50$ 范围内的约 700 次模型测试，其结果均大于这一表达式所预测的所谓的“保证”壳体失稳压力。这一下限曲线的平均强度的偏差值估算为 1.17，在通常的设计范围内 COV 估算为 5%（Faulkner 等，1983）。

1. 局部环间壳体失效

因 von Mises 方程式之故，其根据轴向模数进行最小化并经由下式（参见 Timoshenko 和 Gere, 1961）所给出，无支撑圆柱体的弹性屈曲的最佳解如下：

$$p_E = \frac{\dfrac{Et}{R}}{n^2 - 1 + \dfrac{1}{2}\left(\dfrac{\pi R}{L}\right)^2}\left\{\frac{1}{\left[n^2\left(\dfrac{L}{\pi R}\right)^2 + 1\right]^2} + \frac{t^2}{12R^2\left(1-\mu^2\right)}\left[n^2 - 1 + \left(\frac{\pi R}{L}\right)^2\right]^2\right\} \tag{18.31}$$

Windenburg（1934）则根据完整周向波或波瓣的数量 n 将这一表达式最小化。通过后续近似处理，Windenburg 得出了下述最小屈曲压力的表达式：

$$p_E = \frac{0.919\,E(t/R)^2}{L/(Rt)^{1/2} - 0.636} \tag{18.32}$$

对于很小或很大的 $L/(Rt)^{1/2}$ 值，式（18.32）无效，但在设计范围内其精度却是充分的。该分析假定，圆柱体被固定在非挠曲圆柱形支撑处。更多精确的分析现在是可行的，例如考虑到环形框架对屈曲发生前和过程中变形的影响。此类分析表明，对于间隔紧密的框架 p_E 变得不精确。不过，Von Mises 表达式因其相对

简洁仍可广泛使用，在多数情况下仅仅是略显保守。

2. 总体失稳

由于结合了这一失效模式的灾难性破坏后特征，设计规范要求与壳板结合的环向加强筋的有效惯性矩需足够大。因此，总体与局部的弹性屈曲应力比等于 1.2（例如，ASME（1980）锅炉与压力容器规范）。

3. 环向加强筋失效

环向加强筋失效会以扭转屈曲或加强筋失效的形式发生，严重削弱壳体对总体失稳的抗力。因此，设计规范明细了对环向加强筋几何特性的相关要求，以防止发生此类失效。以环向加强筋的横向变形形式出现的缺陷，在削弱加强筋对扭转屈曲的抗力方面有着明显不利的影响。与加筋板失效相类似，制造公差已基于此类缺陷予以确定。

18.3.3 组合式轴向挤压和外部压力 Combined Axial Compression and Pressure

受组合式轴向挤压和外部压力作用下的环向加筋圆柱体的强度可表示为

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_c}\right)^m + \left(\frac{p}{p_{hc}}\right)^n \leqslant 1 \tag{18.33}$$

不同规范的建议相去甚远，从 ECCS（1976）所建议的线性相互作用（$m=n=1$）到 DNV （2000）所要求的圆形相互作用（$m=n=2$）不等。ASME 规范实例 N–284 建议对直线和抛物线进行组合，似乎与测试数据相当吻合。Das 等（2001）给出建议，抛物线（$m=1$，$n=2$）最适合于实际数据，而且非常接近于 ASME 的建议。

18.4 纵向和环向加筋壳的屈曲 Buckling of Stringer and Ring Stiffened Shells

18.4.1 轴向挤压 Axial Compression

1. **概述**

本节基于Faulkner等（1983）、Ellinas（1984）、Das等（1992）和Das等（2001）的简化理论。纵向加筋圆柱体的屈曲一般是主要的失效模式。也会出现其他的失效模式，如局部板格屈曲、局部加强筋失效和总体失稳，参见Ellinas（1984）。在许多实际的设计情况下，纵向和环向加筋壳的屈曲均被视为加筋板的屈曲。

2. **局部板格屈曲**

与18.3节中的式（18.19）相类似，轴向挤压圆柱体板格的弹性屈曲强度可表示为

$$\sigma_{\mathrm{E}} = k_{\mathrm{s}} \frac{\pi^2 E}{12\left(1-\nu^2\right)}\left(\frac{t}{L_{\mathrm{s}}}\right)^2 \tag{18.34}$$

式中：

L_s 为邻近纵向加强筋之间的距离。屈曲系数 k_s 是几何参数$M_s = L_s / \sqrt{Rt}$的函数，当 M_s < 1.73 时，可取值为 4。Capanoglu 和 Balint （2002）建议为屈曲系数 k_s 采用下式

$$k_{\mathrm{s}} = 4\alpha_{x\mathrm{L}}\left[1+0.038(M_{\mathrm{s}}-2)^3\right] \tag{18.35}$$

然后，可采用17.1.5节中的塑性修正系数ϕ 来求得非弹性屈曲强度。

3. **纵向加筋圆柱体屈曲**

柱壳组合的弹性应力可估算为

$$\sigma_{\mathrm{E}}=\sigma_{\mathrm{col}}+\rho_{\mathrm{s}}\sigma_{\mathrm{s}}$$

式中：

ρ_s 为壳体破损系数，取值为0.75。

柱的弹性应力

$$\sigma_{col}=\frac{\pi^2 EI_e}{L^2\left(A_s+S_{ew}t\right)} \tag{18.36}$$

式中：

S_{ew} 为壳板的有效宽度；

I_e为有效惯性矩。

非加筋壳的临界弹性应力为：

$$\sigma_s=\frac{0.605E\dfrac{t}{R}}{1+\dfrac{A_s}{S_{ew}t}} \tag{18.37}$$

可采用 17.1.5 节的塑性修正系数ϕ 来计算非弹性屈曲应力σ_c。

4. 局部加强筋失效

当加强筋的扭转刚度较低，且壳体表面 D/t 比相对较大时，加强筋会在应力低于产生局部屈曲或正交各向异性屈曲所需的应力时经受扭转失稳。当加强筋发生屈曲时，其失去了大部分维持壳体初始形状的效力。这种横向支撑的减弱可能会导致整个壳体发生失效。加强筋所承受的大量荷载然后就转移到壳体表面上。在设计规范中应用对加强筋几何形状的限制，是为了避免出现这种失效模式。对加强筋几何形状的限制类似于对加筋板的限制。加强筋不呈直线，初始挠曲对柱屈曲的影响会导致承载能力的下降。因此，需将制造公差应用于加强筋。

5. 总体失稳

总体失稳包括纵向和环向加强筋沿着壳板所发生的屈曲。这一失效模式会导致灾难性后果；因此在设计规范中需对环向加强筋的第二个惯性矩进行限制。这样的限制是为了确保总体失稳模式时屈曲强度为纵向加筋圆柱体屈曲时的 1~4 倍。

18.4.2 径向压力
Radial Pressure

外部压力可完全进行径向施加，称为“外部横向压力加载”，或者作用于整个壳体（径向和轴向），称为“外部静水压加载”。潜在的失效模式包括：

●纵向加强筋之间板格的局部屈曲；

●纵向屈曲；

●总体失稳；

●局部加强筋失效；

●上述失效模式的相互作用。

失稳压力的表达式p_{hc}可参见API公告2U（1987）和Das等（1992, 2001）。

Balint 等（2002）修正了API公告2U（1987）中的公式，并建议采用下述弹性屈曲方程式

$$\sigma_E = k_\theta \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)}\left(\frac{t}{L_r}\right)^2 \tag{18.38}$$

Capanoglu 和 Balint（2002）建议为屈曲系数k_θ采用下式

$$k_\theta = \alpha_{\theta L}\left[\frac{1+(L_r/L_s)^2}{L_r/L_s}\right]^2\left[1+\frac{0.011M_x^2}{0.5\left[1+(L_r/L_s)^2\right]^2}\right] \tag{18.39}$$

式中：

缺陷参数$\alpha_{\theta L}$可取值为0.8。

然后，可采用17.1.5节中的塑性修正系数ϕ来求得非弹性屈曲强度。

18.4.3 轴向挤压和径向压力
Axial Compression and Radial Pressure

受组合式轴向挤压和外部压力作用下的纵向和环向加筋圆柱体的强度其简单的相互作用式可表示为

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_c}\right)^m + \left(\frac{p}{p_{hc}}\right)^n \leqslant 1 \tag{18.40}$$

式中：

σ和p分别为所施加的轴向压应力和径向压力。

Ellinas 等人（1984）建议$m=n=2$。适用于组合式轴向挤压和径向压力的一个更为精确的相互作用式可参见Das等（1992, 2001）。与力学测试和其他设计规范相比，上述公式的精度可参见Das等（2001）。

18.5 参考文献
References

[1] Ades, C.S. (1957), Buckling Strength of Tubing in Plastic Region, J.of Aeronautical Science, Vol. 24, pp.605-610.

[2] Amdhal, J. (1997), Buckling and Collapse of Structures, Lecture notes, NTNU.

[3] API 2U (1987), Bulletin on Stability Design of Cylindrical Shells, 1st Edition, 1987 (ANSI/API Bull 2U-1992).

[4] ASME (1980), Boiler and Pressure Vessel Code Case N-284.

[5] Bai, Y. (2001), Pipelines and Risers, Elsevier Ocean Engineering Book Series, Vol. 3.

[6] Balint, S.W., Capanoglu, C. and Kamal, R. (2002), Background to New Edition of API Bulletin 2U: Stability Design of Cylindrical Shells, Proceedings of Offshore Technology Conferences, OTC 14188.

[7] Brazier, L/G. (1927), On the Flexure of Thin Cylindrical Shells and Other Thin Sections, Proc. Of Royal Society, Series A, Vol. 116, pp.104-114.

[8] BS 5500 (1976), Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels, B.S.I., Section 3.

[9] Capanoglu, C. and Balint, S.W. (2002), Comparative Assessment of Design Based on Revised API Bullitin 2U and Other Recommendations, Proceedings of ISOPE Conf.

[10] Das, P.K., Faulkner, D. and Zimmer, R.A. (1992), Selection of Robust Strength Models for Efficient Design and Ring and Stringer Stiffened Cylinders under Combined Loads, 1992 OMAE, Vol. II - Safety and Reliability.

[11] Das P.K., Thavalingam, A., Hauch, S. and Bai, Y. (2001), A New Look into Buckling and Ultimate Strength Criteria of Stiffened Shells for Reliability Analysis, OMAE 01-2131.

[12] DNV (2000) RP-C202, Buckling Strength of Shells, Det Norske Veritas. (also in DNV CN 30.1).

[13] ECCS: (1981), European Recommendations for Steel Construction, Section 4.6, Buckling of Shells.

[14] Ellinas, C.P., Supple, W.J., and Walker, A.C. (1984), Buckling of Offshore Structures, Granada.

[15] Faulkner, D., Chen, Y.N., de Oliveira (1983), Limit State Design Criteria for Stiffened Cylinders of Offshore Structures, ASME 83-PVP-8, Presented in Portland, Oregon, June 1983.

[16] Galambos, T.V. (2000), Guide to Stability Design Criteria for Metal Structures, 5th Edition, John Wiley & Sons.

[17] Gellen, S. (1980), The Plastic Buckling of Long Cylindrical Shells under Pure Bending, Int. J. of Solids and Structures, Vol. 10, pp. 394–407.

[18] Odland, J. (1988), Improvement in Design Methodology for Stiffened and Unstiffened Cylindrical Structures, BOSS-1998, Edited by T. Moan, Tapir Publisher, June 1988.

[19] Timoshenko S. and Gere, J.M. (1961), Theory of Elastic Stability, McGraw-Hill Book Company, Inc.

[20] Von Sanden, K. and Gunther, K. (1920), Uber das Festigkeits Problem Quersteifter Hohlzylinder Unter AllseitigGleichmassigenAussendruck, Werft and Reederei, Vol. 1, Nos. 8, 9, 10 (1920) and Vol. 2, No. 17 (1921) - Also DTMB translation No. 38, March 1952.

[21] Wilson, L.B. (1966), The Elastic Deformation of a Circular Cylindrical Shell Supported by Equally Spaced Ring Frames under Uniform External Pressure, Trans. RINA, Vol. 108.

[22] Windenburg, D.F. and Trilling, C. (1934), Collapse of Instability of Thin Cylindrical Shells under External Pressure, Trans. ASME, Vol. 56, 1934, p 819.

第 19 章　非线性有限元分析理论

A Theory of Nonlinear Finite Element Analysis

19.1 概述
General

在可能承受大量动态载荷的结构中其情形各不相同，这都会导致结构发生永久变形或损坏。因此，结构动力学和冲击力学在工程设计中有着重要作用。

之前，Jones （1989）已就结构冲击进行了较为全面的调查研究。冲击力学理论方法的发展已通过使真实复杂的材料行为理想化而得到加强，诸如理想刚塑性材料行为。此类方法被归类为刚塑性分析法。基于刚塑性分析的理论预测能够以简单形式提供有关冲击塑性性能的重要信息。其结果通常与相应的试验结果相吻合。不过，对塑性变形难以进行更为理想的建模，因其散布着弹性变形。塑性流动导致形状和大小发生变化，塑性区域可能会消失并再次出现。当结构因时变加载而屈服时，其会引起应变硬化及应变率硬化。

对于承受任意冲击的任何类型结构而言，可通过数值计算法如有限元法来得出通解。无论在理论方面还是在通用计算机程序开发方面，动态塑性分析都已取得显著进展。遗憾的是，有关应变率对材料性能以及对一致性的塑性本构建模的影响尚无充分的理论知识。标杆测试都是采用许多知名的计算机程序，其要求计算速度快、容量大，结果显示只有少数程序能够得出可靠的解（Symonds 和 Yu, 1985）。此外，这样的程序并非特别适合用于分析复杂的结构。因此，对数值分析程序有一定要求，其可应用于仿真大位移、应变硬化及应变率硬化的框架结构的冲击行为。

本章将为梁柱单元的大位移塑性分析提出简洁而有效的方法。通过线性刚度矩阵（Przemienicki, 1968）、几何刚度矩阵（Archer, 1965）和变形刚度矩阵（Nedergaard 和 Pedersen, 1986）的结合来确立弹性刚度矩阵。此外，将高效而精确地借助于塑性节点法（Ueda 和 Yao, 1982、Ueda 和 Fujikubo, 1986 和 Fujikubo 等，1991）来考虑塑性变形的影响。在塑性节点法中，构件的分布式塑性变形集中于采用塑性铰装置的节点处。无需要求数值积分，即可导出构件的弹塑性刚度矩阵。

本章旨在为应变率硬化影响的建模提出理论方法，并说明如何才能将这些影响考虑进三维梁柱有限元中。梁柱有限元非常适合于大位移、应变硬化及应变率

硬化的框架的冲击分析。对比当前的结果与其他源自试验的结果，可以刚塑性分析法以及从现有的有限元分析结果出发来检验相关单元的精度和有效性，参见第二篇第 13 至 15 章。对于有限元分析的基本理论，请参见 Przemieniecki （1968）、Zienkiewicz （1977）、Bathe （1987）以及其他许多资料。为理解本节就塑性节点方法所采用的塑性，一些基础图书如 Save 和 Massonnet （1972）、Yagawa 和 Miyazaki （1985）、Chen 和 Han （1987）、Chakrabarty （1987）会有所裨益。为助力于理解塑性节点方法，将基于 Yagawa 和 Miyazaki （1985）为固体有限元分析提出一种基础性塑性理论。

本章所表述的部分内容曾出现在 Bai 和 Pedersen（1991）和 Fujikubo 等（1991）。这一新增内容将考虑到动态分析的应变率硬化的影响。

19.2　大位移弹性梁柱
Elastic Beam–Column with Large Displacements

这一单元有三种平移位移 u_x,u_y 和 u_z 以及三种旋转位移 θ_x，θ_y 和 θ_z，如图 19.1 所示。

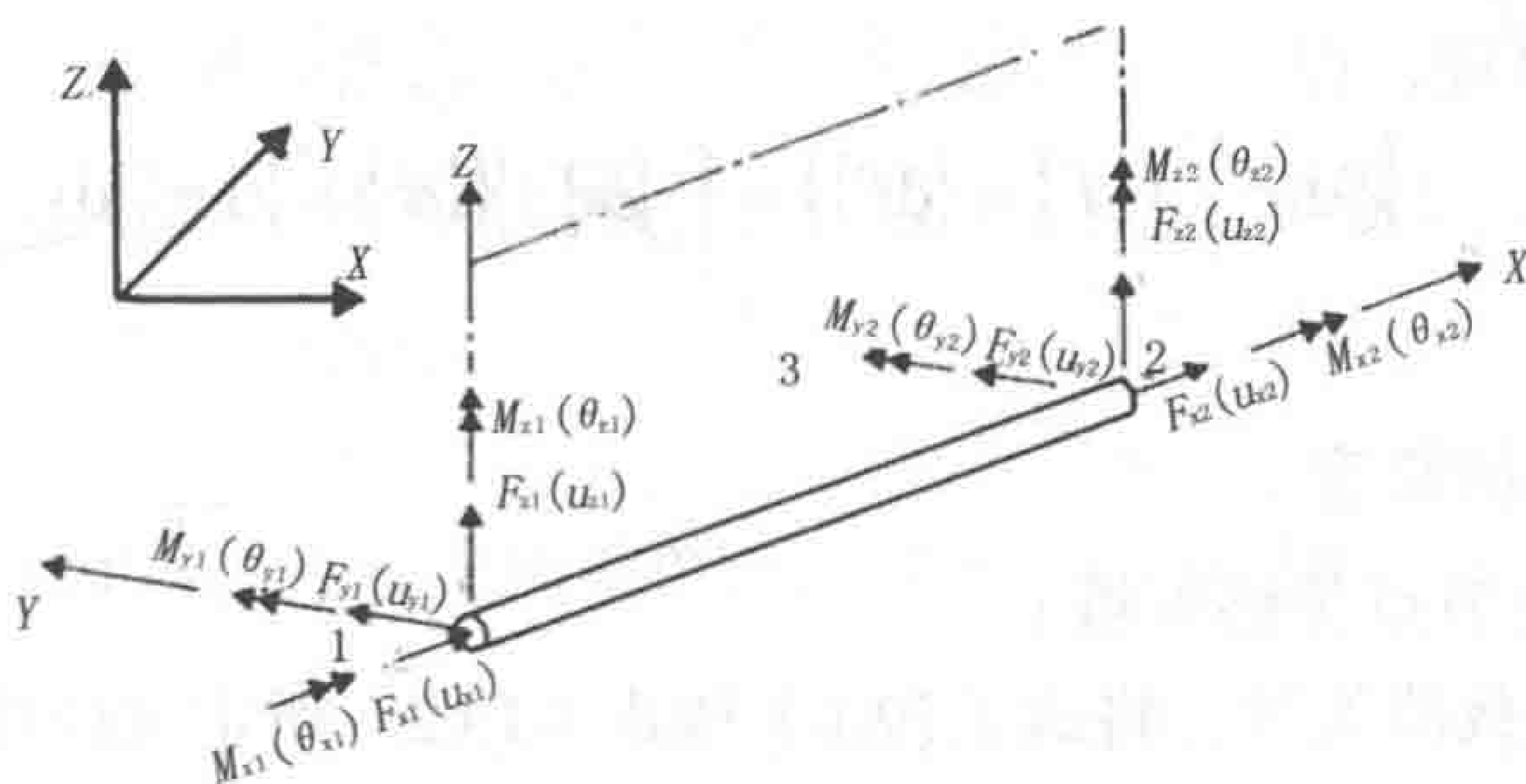


图 19.1　节点力作用下的三维梁单元

1,2 - 梁柱单元的端节点　3 - 辅助节点

通过采用与 Timoshenko 梁理论相结合的多项式插值函数对这些位移进行插值处理。然后以下述形式确立广义应变矢量：

$$\{\varepsilon\}=\begin{Bmatrix} e_x \\ e_y \\ e_z \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_z \end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} u'_x+\frac{1}{2}\left[(u'_x)^2+(u'_y)^2+(u'_z)^2\right] \\ u'_y-\theta_z \\ u'_z+\theta_y \\ \theta'_x \\ \theta'_y \\ \theta'_z \end{Bmatrix} \tag{19.1}$$

式中：

$(')\equiv \mathrm{d}/\mathrm{d}s$；$s$ 表示该单元的轴坐标。

广义弹性矢量 $\{\sigma\}$ 表示为

$$\{\mathrm{d}\sigma\}=[D_{\mathrm{E}}]\{\mathrm{d}\varepsilon\}$$

$$\{\sigma\}=\{F_x\ F_y\ F_z\ M_x\ M_y\ M_z\}^{\mathrm{T}} \tag{19.2}$$

$$[D_{\mathrm{E}}]=[EA_x\ \ GA_y\ \ GA_z\ \ GI_x\ \ GI_y\ \ GI_z]$$

式中：

E 为杨氏模量；

G 为剪切模量；

A_x 表示横截面面积；

A_y 和 A_z 表示有效的剪切面积；

I_y 和 I_z 为惯性矩；

I_x 表示惯性扭矩。

运用虚功原理，得

$$\{\delta\mathrm{d}u^{\mathrm{e}}\}^{\mathrm{T}}(\{f\}+\{\mathrm{d}f\})=\int_L\{\delta\mathrm{d}\varepsilon\}(\{\sigma\}+\{\mathrm{d}\sigma\})\mathrm{d}s \tag{19.3}$$

式中：

L 为该单元的长度；

$\{u^{\mathrm{e}}\}$ 为弹性节点位移矢量；

$\{f\}$ 为外部载荷矢量。将式（19.1）和式（19.2）所定义的应变和应力代入式（19.3），并省略位移的二阶项，即得出下式（Bai 和 Pedersen, 1991）：

$$[k_{\mathrm{E}}]\{\mathrm{d}u^{\mathrm{e}}\}=\{\mathrm{d}x\} \tag{19.4}$$

式中：

$$[k_{\mathrm{E}}]=[k_{\mathrm{L}}]+[k_{\mathrm{G}}]+[k_{\mathrm{D}}] \tag{19.5}$$

和

$$\{\mathrm{d}x\}=\{f\}+\{\mathrm{d}f\}-([k_L]+[k_G])\{u^e\} \tag{19.6}$$

矩阵 $[k_L]$ 为标准的线性刚度矩阵（Przemieniecki, 1968），$[k_G]$ 为几何刚度矩阵（Ancher, 1965），$[k_D]$ 为变形刚度矩阵（Nedergaard 和 Pedersen, 1986）。

19.3　塑性节点法 The Plastic Node Method

19.3.1　塑性节点法的历史 History of the Plastic Node Method

塑性节点法由 Ueda 等（1979）命名。这是对经由 Ueda 等（1967）和其他人所研发的塑性铰方法的概括。Ueda 和 Yao（1980）在国际期刊中发表了塑性节点法，Fujikubo（1987）则发表了有关这一简化的塑性分析法的博士论文。

Fujikubo（1991）进一步拓展了塑性节点方法理论，是为了纳入应变硬化的影响。在后续几节，将进一步拓展现有理论以纳入应变率硬化的影响。

19.3.2　梁截面的相容条件和硬化率 Consistency Condition and Hardening Rates for Beam Cross−Sections

对于应变硬化和应变率硬化的梁单元，其横截面的屈服条件表示为

$$f=Y\left(\sigma-\{\alpha\}\right)-\sigma_0\left(\varepsilon^p,\bar{\varepsilon}^p\right)=0 \tag{19.7}$$

式中：

Y 为（全塑性）屈服函数；

$\{\alpha\}$ 表示因运动硬化所致的屈服面的平移；

σ_0为表示屈服面大小的参数。

矢量 $\{\alpha\}$ 的维数与广义应力相同，表示为：

$$\{\alpha\}=\{\alpha_{fx}\ \alpha_{fy}\ \alpha_{fz}\ \alpha_{mx}\ \alpha_{my}\ \alpha_{mz}\}\tag{19.8}$$

因各向同性硬化之故，屈服面随着塑性变形的增加而扩张。屈服面的这种扩张由应力参数 σ_0表示，是广义等效塑性应变 ε^{p} 和塑性应变率$\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}$的函数。将等效应变率$\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}$定义为其增量的总和，定义为

$$\sigma_0 \mathrm{d}\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}=\{\sigma-\alpha\}^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}\varepsilon^{\mathrm{p}}\}\tag{19.9}$$

式中：

广义塑性应变的增量取值为

$$\{\mathrm{d}\varepsilon^{\mathrm{p}}\}=\{\mathrm{d}e_x^{\mathrm{p}}\quad \mathrm{d}e_y^{\mathrm{p}}\quad \mathrm{d}e_z^{\mathrm{p}}\quad \mathrm{d}\kappa_x^{\mathrm{p}}\quad \mathrm{d}\kappa_y^{\mathrm{p}}\quad \mathrm{d}\kappa_z^{\mathrm{p}}\}^{\mathrm{T}}\tag{19.10}$$

等效塑性应变率$\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}$定义为

$$\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}=\frac{\mathrm{d}\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}}{\mathrm{d}t}\tag{19.11}$$

式中：

$\mathrm{d}t$ 为时间 t 的增量。

因各向同性应变硬化和应变率硬化所致的参数 σ_0的增量可简化为最简式

$$\mathrm{d}\sigma_0=\mathrm{d}g_1(\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}})+\mathrm{d}g_2(\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}})\tag{19.12}$$

式中，$\mathrm{d}g_1(\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}})$ 表示各向同性应变硬化所致的梁横截面的参数 σ_0 增量，$\mathrm{d}g_2(\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}})$ 表示应变率硬化所致的参数 σ_0 增量。Yoshimura 等人（1987）和 Mosquera 等人（1985）曾使用过类似的方程式。

满足屈服条件即式（19.7）的屈服横截面的相容条件表示为

$$\mathrm{d}f=\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}\sigma\}-\left\{\frac{\partial f}{\partial\alpha}\right\}^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}\alpha\}-\frac{\mathrm{d}g_1}{\mathrm{d}\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}}\mathrm{d}\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}-\frac{\mathrm{d}g_2}{\mathrm{d}\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}}\mathrm{d}\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}=0\tag{19.13}$$

为全塑性横截面引入运动硬化率 H'_{sk} 和各向同性硬化率 H'_{si} ，并经由下式给予定义

$$H'_{\mathrm{sk}}=\{\partial f/\partial\sigma\}^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}\alpha\}/\mathrm{d}\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}\tag{19.14}$$

和

$$H'_{\mathrm{si}}=\mathrm{d}g_1/\mathrm{d}\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}\tag{19.15}$$

与此类似，全塑性横截面的应变率硬化率 H'_{sr} 定义为

$$H'_{\mathrm{sr}}=\mathrm{d}g_2/\mathrm{d}\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}\tag{19.16}$$

通过这些定义，可将相容条件即式（19.13）改写为

$$df=\left\{\frac{\partial f}{\partial \sigma}\right\}^{T}\{d\sigma\}-\left(H'_{sk}+H'_{si}\right)d\bar{\varepsilon}^{p}-H'_{sr}d\bar{\varepsilon}^{p}=0 \tag{19.17}$$

下标“s”表示相对于全梁横截面的广义值。为避免混淆，分别采用 H'_k 和 H'_i 来表示从单轴测试中得出的运动硬化率和各向同性材料硬化率。

为$d\bar{\varepsilon}^{p}$引入线性插值，可发现

$$d\bar{\varepsilon}^{p}=\bar{\varepsilon}^{p}_{(t+dt)}\theta dt+\bar{\varepsilon}^{p}_{(t)}(1-\theta)dt \tag{19.18}$$

式中：

θ为参数，在数值实例中取值为 2。

从式（19.18）中可确定

$$\bar{\varepsilon}^{p}{}_{(t+dt)}=\left[d\bar{\varepsilon}^{p}-(1-\theta)\bar{\varepsilon}^{p}_{(t)}dt\right]/(\theta dt) \tag{19.19}$$

然后，可将等效塑性应变率 $d\bar{\varepsilon}^{p}$的增量估算为

$$d\bar{\varepsilon}^{p}=\bar{\varepsilon}^{p}_{(t+dt)}-\bar{\varepsilon}^{p}_{(t)}=\left[d\bar{\varepsilon}^{p}-\bar{\varepsilon}^{p}_{(t)}dt\right]/(\theta dt) \tag{19.20}$$

为简化起见，在下式中省去下标“t”。

考虑到式（19.20），以下述形式改写相容条件 [即式（19.17）]

$$df=\{\partial f/\partial\sigma\}^{T}\{d\sigma\}-\left(H'_{sk}+H'_{si}+H'_{sr}/(\theta dt)\right)d\bar{\varepsilon}^{p}+\left[H'_{sr}/\theta\right]\bar{\varepsilon}^{p}=0 \tag{19.21}$$

式（19.21）中的硬化率 H'_{si}，H'_{sk} 和 H'_{sr} 讨论如下。

横截面的各向同性硬化率估值如下。根据 Ueda 和 Fujikubo，（1986）和 Fujikuboet 等人（1991），将各向同性硬化所致的广义应力的增量估值为

$$\{d\sigma\}=\left[H'_{si}\right]\{d\varepsilon^{p}\} \tag{19.22}$$

矩阵 $[H'_{si}]$ 的得出，首先需导出相关点的应力增量与塑性应变增量之间的关系，然后为横截面上的应力求积分。如果采用 von Mises 屈服准则，并忽略剪切应力和轴向应力之间的相互作用，则得出式（19.23）

$$\left[H'_{si}\right]=\left[H'_{i}A_{x}\ \ H'_{i}A_{y}/3\ H'_{i}A_{z}/3\ H'_{i}I_{x}\ /3\ H_{i}\ I_{y}\ \ H'_{i}I_{z}\right] \tag{19.23}$$

考虑到式（19.7）中的 f 为潜在塑性，并运用塑性流动理论，可得出下式

$$\{d\varepsilon^{p}\}=c\,d\bar{\varepsilon}^{p}\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\} \tag{19.24}$$

式中：

$$c=\sigma_0/\left(\{\sigma-\alpha\}^{\mathrm{T}}\{\partial f/\partial\sigma\}\right) \tag{19.25}$$

因各向同性应变硬化所致的参数 σ_0的增量被定义为

$$\mathrm{d}g_1=\{\partial f/\partial\sigma\}^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}\sigma\} \tag{19.26}$$

将式（19.24）和（19.22）代入式（19.26），给出式（19.15）所定义的各向同性横截面应变硬化率，如下所示

$$H'_{\mathrm{si}}=c\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{\mathrm{T}}\left[H'_{\mathrm{si}}\right]\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\} \tag{19.27}$$

采用类似的方法可导出横截面的运动硬化率。可采用 Ziegler 规则和 Mises 屈服准则（Fulikuboet 等，1991）来得出屈服面平移增量 $\{\mathrm{d}\alpha\}$。

$$\{\mathrm{d}\alpha\}=\left[H'_{\mathrm{sk}}\right]\left\{\mathrm{d}\varepsilon^{\mathrm{p}}\right\} \tag{19.28}$$

式中：本章所使用的 $[H'_{\mathrm{sk}}]$ 如下

$$\left[H'_{\mathrm{sk}}\right]=\left[H'_{\mathrm{k}}A_x\ \ H'_{\mathrm{k}}A_y/3\ \ H'_{\mathrm{k}}A_z/3\ \ H'_{\mathrm{k}}I_x/3\ \ H'_{\mathrm{k}}I_y\ \ H'_{\mathrm{k}}I_z\right] \tag{19.29}$$

将式（19.24）和（19.28）代入式（19.14）

$$H'_{\mathrm{sk}}=c\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{\mathrm{T}}\left[H'_{\mathrm{sk}}\right]\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\} \tag{19.30}$$

最后，需要确定横截面的应变率硬化率。通过表示 g_2 和等效塑性应变之间关系的本构方程式来估算应变率硬化所致的参数σ_0 的增量。例如，Cowper-Symonds 本构方程式表示为（Jones, 1989）

$$\sigma_{0x}=\sigma_y\left[1+\left(\dot{\varepsilon}_x^{p}/D\right)^{1/q}\right] \tag{19.31}$$

式中：

σ_y 为屈服应力；

$\dot{\varepsilon}_x^{\mathrm{p}}$ 表示相关点的塑性应变率。

以下为常用的 D 和 q 值

低碳钢	D=40.4s^{-1}；	q=5
铝合金	D= 6500s^{-1}；	q=4

从单轴应力测试中得出式（19.31）。假定，当作用于多轴加载的梁横截面时，这一方程式仍然是有效的近似法。式（19.31）成为

$$g_2\left(\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}\right)=N_{\mathrm{Y}}\left[1+\left(\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}/D\right)^{1/q}\right] \tag{19.32}$$

式中：$N_{\mathrm{Y}}=A_x\sigma_{\mathrm{y}}$

采用式（19.32），可给出式（19.16）所定义的应变率硬化率。

$$H'_{\mathrm{sr}}=N_{\mathrm{Y}}\left(\dot{\bar{\varepsilon}}^{\mathrm{p}}/D\right)^{\left(\frac{1}{q}-1\right)}/q \tag{19.33}$$

19.3.3　节点处的塑性位移和应变 Plastic Displacement and Strain at Nodes

该单元的塑性变形以类似于塑性铰的机制集中于节点处。参照式（19.7），节点处的屈服条件表示为

$$F_i=Y_i\left(\{\sigma_i-\alpha_i\}\right)-\sigma_{0i}\left(\bar{\varepsilon}_i^{\mathrm{p}},\dot{\bar{\varepsilon}}_i^{\mathrm{p}}\right)=0 \tag{19.34}$$

式中：

下标“i”表示第 i 号节点处的数值。根据式（19.21），节点 i 的相容条件表示为：

$$\mathrm{d}F_i\{\phi_i\}^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}x\}-\left[H'_{\mathrm{sk}}+H'_{\mathrm{si}}+H'_{\mathrm{sr}}/(\theta\mathrm{d}t)\right]_i\mathrm{d}\bar{\varepsilon}_i^{\mathrm{p}}+a_i=0 \tag{19.35}$$

式中：

$$\{\phi_i\}=\{\partial F_i/\partial x\} \tag{19.36}$$

$$a_i=\left[H'_{\mathrm{sr}}/\theta\right]_i\dot{\bar{\varepsilon}}_i^{\mathrm{p}} \tag{19.37}$$

式中：

$\{x\}$为节点力矢量。

运用塑性流动理论，该单元塑性节点位移的增量，系因节点 i 的塑性所致，被估算为（Ueda 和 Yao, 1982）

$$\left\{\mathrm{d}u_i^{\mathrm{p}}\right\}=\mathrm{d}\lambda_i\{\phi_i\} \tag{19.38}$$

式中：

λ_i为塑性变形幅度的测量值。

在以下内容中，将采用塑性功程序（Ueda 和 Fujikubo, 1986 和 Fujikubo 等，1991）来确定 $\mathrm{d}\bar{\varepsilon}_i^{\mathrm{p}}$ 和 $\mathrm{d}\lambda_i$ 之间的关系。在塑性节点 i 处已完成的塑性功的增量表示为

$$\mathrm{d}w_i^{\mathrm{p}} = \{x\}^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}u_i^{\mathrm{p}}\} = \{x\}^{\mathrm{T}}\{\phi_i\ \mathrm{d}\lambda_i\} \tag{19.39}$$

在环绕节点 i 的实际塑性区内完成的塑性功的增量，求值为：

$$\mathrm{d}w_i^{\mathrm{p}^*} = \int_{L_i^{\mathrm{p}}} \{\sigma\}^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}\varepsilon^{\mathrm{p}}\}\mathrm{d}s = \int_{L_i^{\mathrm{p}}} c\{\sigma\}^{\mathrm{T}}\left\{\frac{\partial f}{\partial \sigma}\right\}\mathrm{d}\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}\mathrm{d}s \tag{19.40}$$

根据式（19.21），坐标 s 处的等效塑性应变增量，可以下述形式表示为节点 i 处的数值的函数

$$\mathrm{d}\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}} = g(s)\mathrm{d}\bar{\varepsilon}_i^{\mathrm{p}} \tag{19.41}$$

式中：

$$g(s) = \frac{\left[H'_{\mathrm{sk}} + H'_{\mathrm{si}} + H'_{\mathrm{sr}}/(\theta \mathrm{d}t)\right]_i}{H'_{\mathrm{sk}} + H'_{\mathrm{si}} + H'_{\mathrm{sr}}/(\theta \mathrm{d}t)} \frac{\{\partial f/\partial \sigma\}^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}\sigma\} + (H'_{\mathrm{sr}}/\theta)\bar{\varepsilon}^{\mathrm{p}}}{\{\partial f_i/\partial \sigma_i\}^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}\sigma_i\} + (H'_{\mathrm{sr}}/\theta)_i\bar{\varepsilon}_i^{\mathrm{p}}}$$

将式（19.41）代入式（19.40），得到下式：

$$\mathrm{d}w_i^{\mathrm{p}^*} = \mathrm{d}\bar{\varepsilon}_i^{\mathrm{p}} \int_{L_i^{\mathrm{p}}} c\{\sigma\}^{\mathrm{T}}\left\{\frac{\partial f}{\partial \sigma}\right\} g(s)\mathrm{d}s \tag{19.42}$$

使式（19.39）的塑性功增量 $\mathrm{d}w_i^{\mathrm{p}}$ 和式（19.42）的 $\mathrm{d}w_i^{\mathrm{p}^*}$ 相等，则可确定为

$$\mathrm{d}\bar{\varepsilon}_i^{\mathrm{p}} = h_i \mathrm{d}\lambda_i \tag{19.43}$$

式中：

$$h_i = \{x\}^{\mathrm{T}}\{\phi_i\} \Big/ \int_{L_i^{\mathrm{p}}} c\{\sigma\}^{\mathrm{T}}\left\{\frac{\partial f}{\partial \sigma}\right\} g(s)\mathrm{d}s \tag{19.44}$$

确定塑性节点处应变硬化率的一种简便的可选方法，就是需要以下述形式来确定该节点处塑性节点位移与广义塑性应变矢量之间的关系

$$\{\mathrm{d}\bar{\varepsilon}_i^{\mathrm{p}}\} = \{\mathrm{d}u_i^{\mathrm{p}}\}/L_{\mathrm{d}i} = \{\phi_i\}\mathrm{d}\lambda_i/L_{\mathrm{d}i} \tag{19.45}$$

式中：

$L_{\mathrm{d}i}$ 表示塑性区域的等效长度。

可通过将式（19.45）代入式（19.9）并得出式（19.43），来求得该节点处等效塑性应变的增量

$$h_i = \{\sigma_i - \alpha_i\}^{\mathrm{T}}\{\phi_i\}/(L_{\mathrm{d}i}\sigma_{0i}) \tag{19.46}$$

当式（19.46）取代式（19.44）用于计算 $\mathrm{d}\varepsilon_i^{\mathrm{p}}$ 时，沿该单元轴向进行集成显得无此必要。其结果会产生非常简便的计算方案。遗憾的是，发生塑性流动的实际

区域会在形状、大小方面发生变化，并可能消失 / 再出现。很明显，每一应力分量的塑性区域有效长度应当是各不相同的，须考虑为时间的函数。然后，为简化起见，重要的是需要发现会给出合适近似值的恒定值。然后可将长度 L_{di} 简化估算为

$$L_{di}=\alpha_D H \tag{19.47}$$

或

$$L_{di}=\alpha_L L \tag{19.48}$$

式中：

α_D 和 α_L 为系数；

H 为圆形横截面的直径或矩形横截面等的宽度（或高度）。这种方法将应用于结构构件仅采用一个单元进行建模的情况下。将式（19.43）代入式（19.35），得出

$$\mathrm{d}f_i=\{\phi_i\}^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}x\}-H'_{ni}\mathrm{d}\lambda_i+a_i=0 \tag{19.49}$$

式中：

$$H_{ni}=\left[H'_{\mathrm{sk}}+H'_{\mathrm{si}}+H'_{\mathrm{sr}}/(\theta\mathrm{d}t)\right]_i h_i \tag{19.50}$$

19.3.4　单元的弹塑性刚度方程
Elastic-Plastic Stiffness Equation for Elements

节点 1 和 2 为塑性时，可根据式（19.49）确立下述矩阵方程式。

$$[\Phi]^{\mathrm{T}}\{\mathrm{d}x\}-[H']\{\mathrm{d}\lambda\}+\{A\}=0 \tag{19.51}$$

式中：

$[\Phi]=[\{\phi_1\}\{\phi_2\}]$；

$[H']=[H'_{n1}\ H'_{n2}]$（2×2 对角矩阵）；

$\{\mathrm{d}\lambda\}=\{\mathrm{d}\lambda_1\ \mathrm{d}\lambda_2\}^{\mathrm{T}}$；

$\{A\}=\{a_1\ a_2\}^{\mathrm{T}}$。

根据式（19.38），给出塑性节点位移的增量 $\{\mathrm{d}u^{\mathrm{P}}\}$ 如下：

$$\{\mathrm{d}u^{\mathrm{P}}\}=[\Phi]\{\mathrm{d}\lambda\} \tag{19.52}$$

由下述弹性和塑性分量的总和来表示总的节点位移的增量 {d*u*}

$$\{\mathrm{d}u\}=\{\mathrm{d}u^{\mathrm{e}}\}+\{\mathrm{d}u^{\mathrm{p}}\} \tag{19.53}$$

将式（19.52）和（19.53）代入式（19.4），得到

$$[k_{\mathrm{E}}](\{\mathrm{d}u\}-[\Phi]\{\mathrm{d}\lambda\})=\{\mathrm{d}x\} \tag{19.54}$$

根据式（19.51）和（19.54）求解$\{\mathrm{d}\lambda\}$

$$\{\mathrm{d}\lambda\}=([H']+[\Phi]^{\mathrm{T}}[k_{\mathrm{E}}][\Phi])^{-1}([\Phi]^{\mathrm{T}}[k_{\mathrm{E}}]\{\mathrm{d}u\}+\{A\}) \tag{19.55}$$

将$\{\mathrm{d}\lambda\}$代入式（19.54），得出弹塑性刚度方程式

$$[k_{\mathrm{p}}]\{\mathrm{d}u\}=\{\mathrm{d}x\}+\{\mathrm{d}x'\} \tag{19.56}$$

式中：

$$[k_{\mathrm{P}}]=[k_{\mathrm{E}}]-[k_{\mathrm{E}}][\Phi]([H']+[\Phi]^{\mathrm{T}}[k_{\mathrm{E}}][\Phi])^{-1}[\Phi]^{\mathrm{T}}[k_{\mathrm{E}}] \tag{19.57}$$

$$\{\mathrm{d}x'\}=[k_{\mathrm{E}}][\Phi][[H']+[\Phi]^{\mathrm{T}}[k_{\mathrm{E}}][\Phi]]^{-1}\{A\} \tag{19.58}$$

如果$\{d\lambda_1\}$或$\{d\lambda_2\}$为负值，则不会在塑性节点处出现加载，此时应将该节点视为弹性节点。需注意，在导出的弹塑性刚度方程式中已考虑到较大位移和应变硬化以及应变率硬化的影响。

19.4 转换矩阵
Transformation Matrix

本节将对一种新的转换矩阵$[T_t]$进行说明，其在时间 t 把整体坐标系 XYZ 中测得的单元位移转换成为局部坐标 xyz 中测得的单元位移。转换矩阵被评估为

$$[T_t]=[\Delta T][T_t-\mathrm{d}t] \tag{19.59}$$

式中：

$[T_t\text{–}\mathrm{d}t]$ 为把单元位移转换成时间 t–dt 时的局部坐标系的矩阵；

$[\Delta T]$ 则为把时间 t–dt 时在局部坐标系中测得的单元位移转换成时间 t 时的局部坐标系的矩阵。

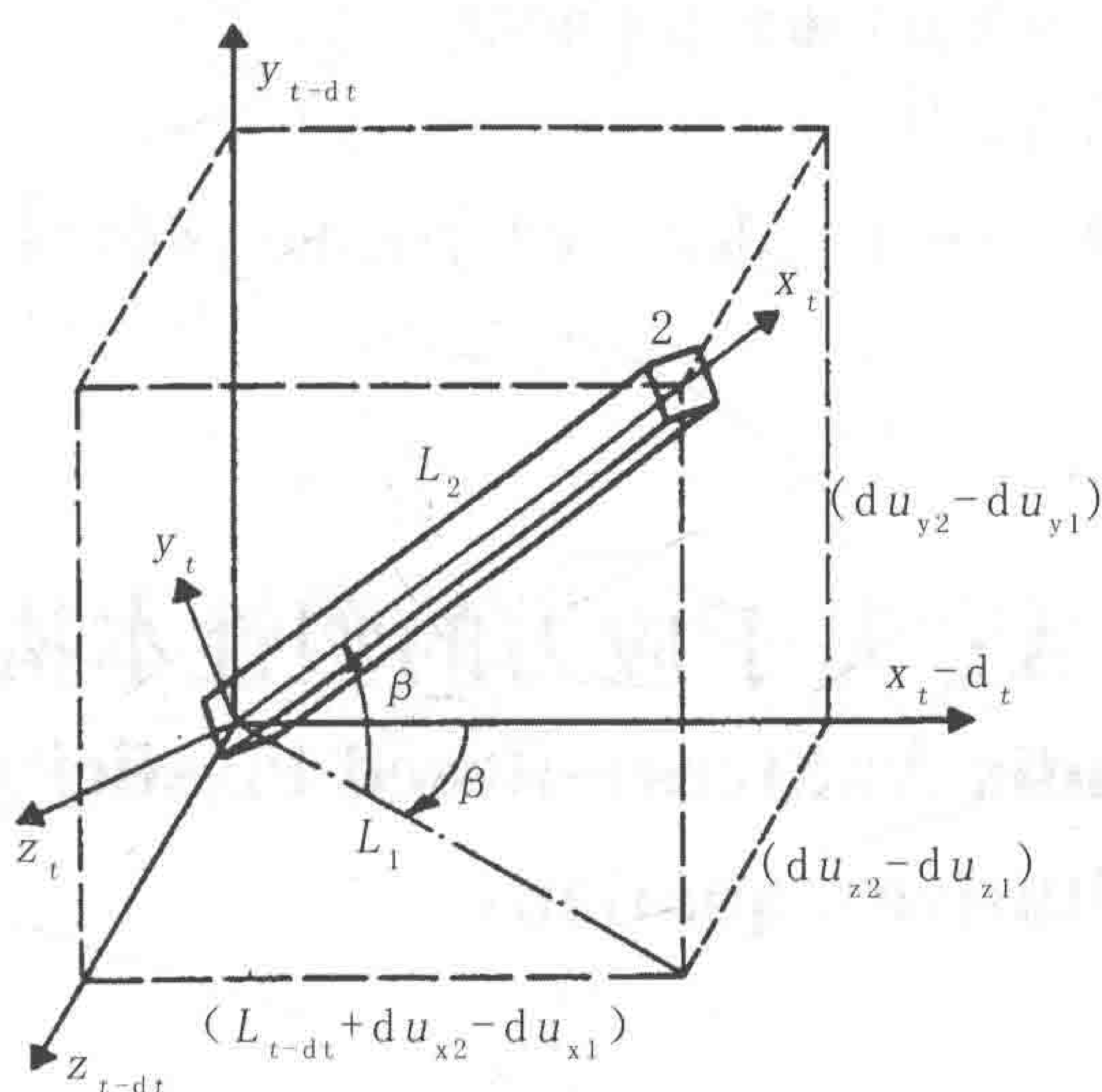


图 19.2　转换矩阵

转换矩阵 $[\Delta T]$ 由转换位移矢量的子矩阵 $[tt]$ 组成。子矩阵 $[tt]$ 被评估为

$$[tt]=[t_a]+[t_b] \tag{19.60}$$

式中：

$$[t_a]=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0\\ 0 & \cos\alpha & \sin\alpha\\ 0 & -\sin\alpha & \cos\alpha\end{bmatrix}$$
$$[t_b]=\begin{bmatrix}\cos\beta\cos\theta & \sin\theta & \sin\beta\cos\theta\\ -\cos\beta\sin\theta & \cos\theta & -\sin\beta\sin\theta\\ -\sin\beta & 0 & \cos\beta\end{bmatrix} \tag{19.61}$$

考虑到时间 t-dt 时在局部坐标系中测得的从时间 t-dt 至 t 的节点位移的增量，如图 19.2 所示：

$$\begin{aligned}\sin\beta&=(\mathrm{d}u_{z2}-\mathrm{d}u_{z1})/L_1\\ \cos\beta&=(L_{t-\mathrm{d}t}+\mathrm{d}u_{x2}-\mathrm{d}u_{x1})/L_1\\ \sin\theta&=(\mathrm{d}u_{y2}-\mathrm{d}u_{y1})/L_2\\ \cos\theta&=L_1/L_2\end{aligned} \tag{19.62}$$

式中：

$$\begin{aligned}L_1&=\left[(L_{t-\mathrm{d}t}+\mathrm{d}u_{x2}-\mathrm{d}u_{x1})^2+(\mathrm{d}u_{z2}-\mathrm{d}u_{z1})^2\right]^{\frac{1}{2}}\\ L_2&=\left[L_1^{\ 2}+(\mathrm{d}u_{y2}-\mathrm{d}u_{y1})^2\right]^{\frac{1}{2}}\end{aligned} \tag{19.63}$$

$L_{t-\mathrm{d}t}$为时间 t-dt 时节点 1 和 2 之间的距离。

而且角 α 被计算为：

$$\alpha = \frac{1}{2}\left[t_{b11}\left(\mathrm{d}\theta_{x1} + \mathrm{d}\theta_{x2}\right) + t_{b12}\left(\mathrm{d}\theta_{y1} + \mathrm{d}\theta_{y2}\right) + t_{b13}\left(\mathrm{d}\theta_{z1} + \mathrm{d}\theta_{z2}\right)\right] \tag{19.64}$$

19.5 附录 A：基于应力的塑性本构方程 Appendix A: Stress–Based Plasticity Constitutive Equations

19.5.1 概述 General

本附录系根据日本作者 Yagawa 和 Miyazaki（1985）的书籍编写而成。本书作者在完成本章所呈现的表述内容时，系受到这本书和 Yamada（1968）的启发。本附录旨在对塑性的基础知识进行描述，这会有助于理解本章主体部分所呈现的数学表述内容。

在单轴拉伸试验中，当应力较小时，材料行为呈弹性。比例常数 E 为杨氏模量。如果释放载荷，应力则为 0，且材料回归其初始状态。另一方面，当应力超过极限时，会出现永久变形。永久变形被称为塑性变形。

图 19.3 所示为典型的金属材料应力应变图。材料在达到屈服点 A 之前处在弹性行为范围内，应力 σ 和应变 ε 成比例变化。这一比例关系称为胡克定律。在经过点 A 后，应力 - 应变曲线的斜率降低，斜率 H'_0 被称为切线模量。如果点 B 未加载，应力则沿着 B →C 减小，其与 OA 平行。残余应变被称为塑性应变 ε^{p} 。另一方面，与 CB’ 对应的已恢复的应变被称为弹性应变 ε^{e}。总应变则是弹性应变和塑性应变之和。

$$\varepsilon=\varepsilon^{\mathrm{e}}+\varepsilon^{\mathrm{p}} \tag{19.65}$$

图 19.4 所示为应力与塑性应变之间的关系。这一应力 - 塑性应变曲线中的斜率 H' 被称为应变硬化率。参照图 19.3 和图 19.4，得出下述关系式：

$$d\varepsilon = \frac{d\sigma}{H_0'} = d\varepsilon^e + d\varepsilon^p = \frac{d\sigma}{E} + \frac{d\sigma}{H'} \qquad (19.66)$$

式中：

H_0' 和 H' 可表示如下：

$$H' = \frac{EH_0'}{E - H_0'}, \qquad H_0' = \frac{EH'}{E + H'} \qquad (19.67)$$

如图 19.5 所示，当应力超过材料的屈服点时，出现塑性应变；如果在点 B 后释放载荷，并施加压缩载荷，应力与应变之间的关系则呈现 BCD 曲线状，材料则在小于其初始屈服应力的压缩应力（点 C）处发生屈服。这一现象被称为 Bauschinger 效应。

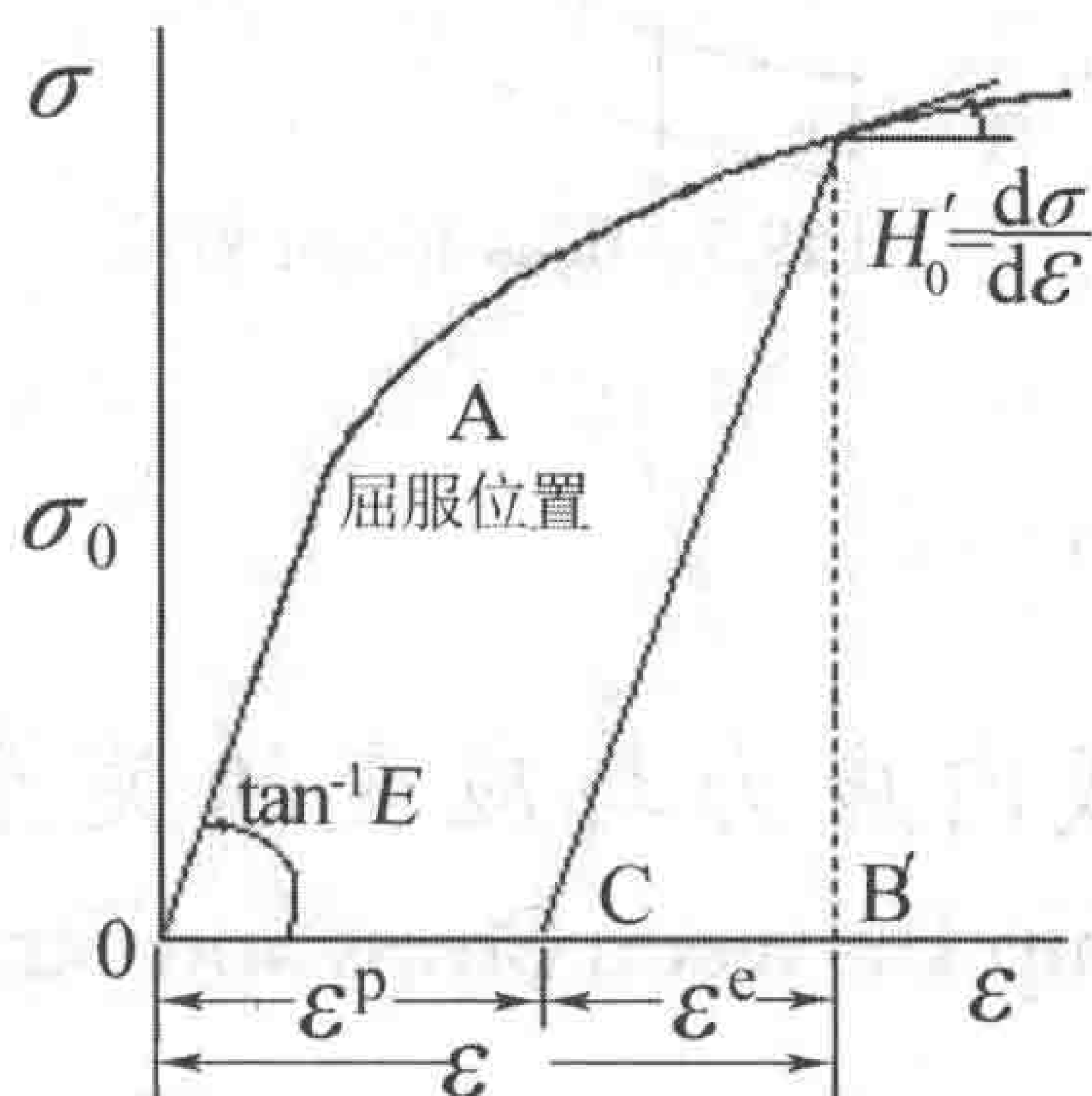


图 19.3　应力与应变

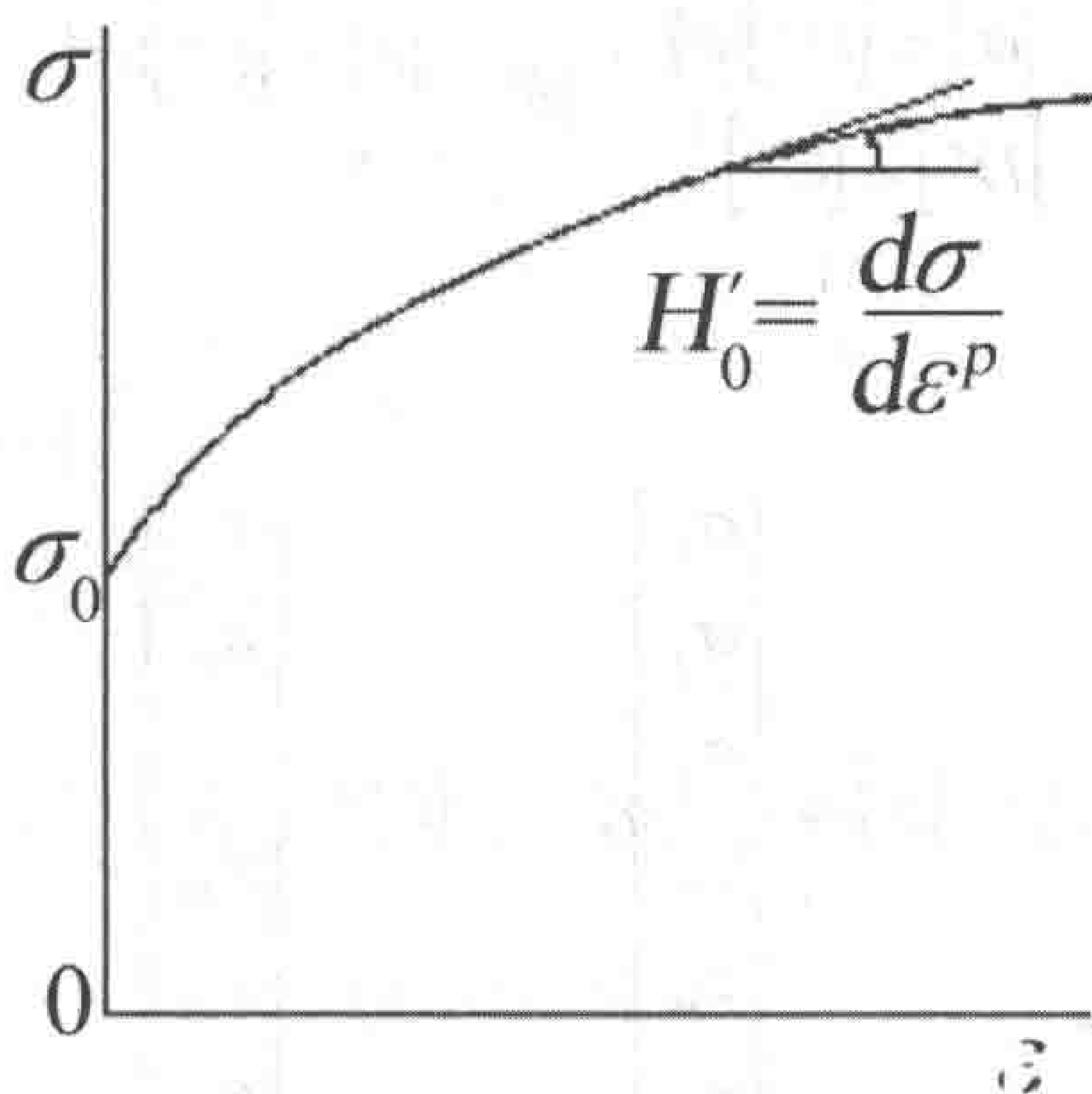


图 19.4　应变硬化曲线

正如胡克定律所述，尽管弹性区域内的应力与应变呈一一对应关系，这种相关性却并不存在于塑性区域内。这意味着，如果应变超过某一特定水平，其将取决于随应力而发生的变形过程。对于弹塑性固体，增量理论（或流动理论）被广泛应用于说明变形过程。不过，为简化计算，在未应用有限元法时也可使用总应变理论（或变形理论）。

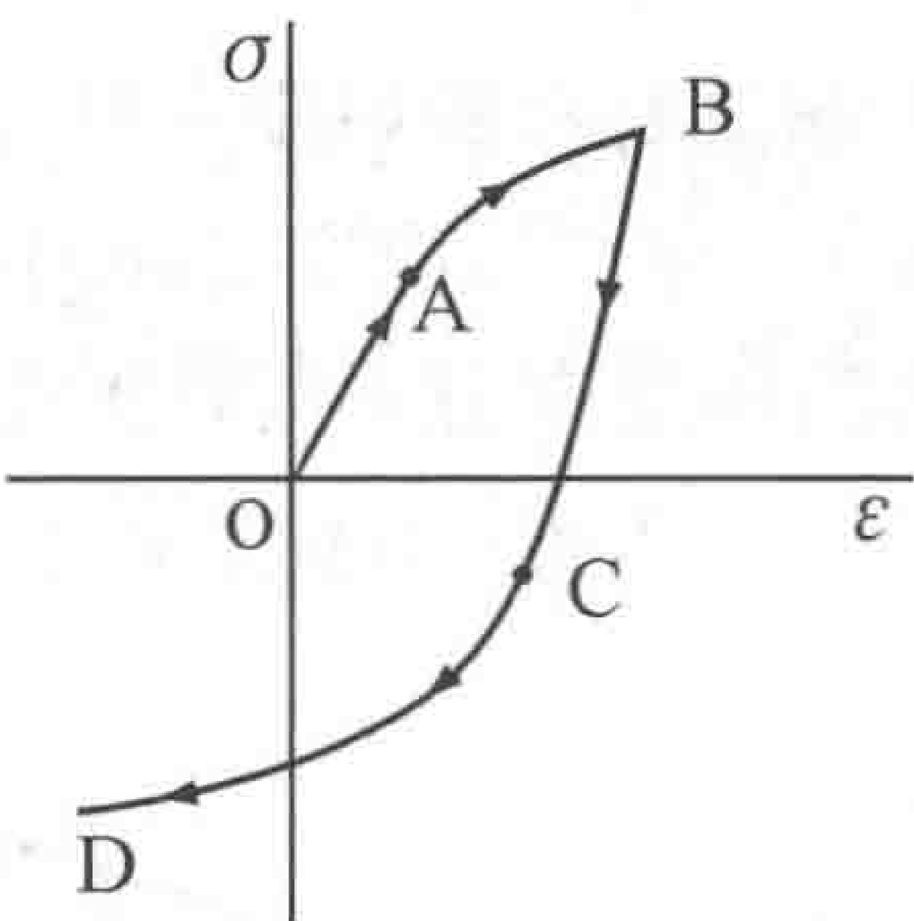


图 19.5　Bauschinger 效应

19.5.2　弹性区域内应力与应变的关系 Relationship Between Stress and Strain in Elastic Region

弹性区域内应力与应变的关系可以下述矩阵形式进行表述：

$$\left.\begin{aligned}&\{\sigma\}=\left[D^{e}\right]\{\varepsilon\} \quad \text{或} \quad \{\varepsilon\}=\left[C^{e}\right]\{\sigma\}\\&\left[D^{e}\right]=\left[C^{e}\right]^{-1}\end{aligned}\right\} \tag{19.68}$$

式中：

$$\{\sigma\}=\begin{Bmatrix}\sigma_x\\ \sigma_y\\ \sigma_z\\ \tau_{xy}\\ \tau_{yz}\\ \tau_{zx}\end{Bmatrix},\qquad \{\varepsilon\}=\begin{Bmatrix}\varepsilon_x\\ \varepsilon_y\\ \varepsilon_z\\ \gamma_{xy}\\ \gamma_{yz}\\ \gamma_{zx}\end{Bmatrix} \tag{19.69}$$

对于各向同性材料，$\left[D^{e}\right]$、$\left[C^{e}\right]$则以下属形式的杨氏模量 E 和泊松比 v 表示：

$$[D^e]=\frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)}\begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ & & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ & & & & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ & & & & & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{bmatrix} \tag{19.70}$$

$$[C^e]=\frac{1}{E}\begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ & & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ & & & & 2(1+\nu) & 0 \\ & & & & & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \tag{19.71}$$

在弹性区域，应力增量与应变增量之间的关系可根据式（19.68）得出。

$$\{\Delta\sigma\}=[D^{\mathrm{e}}]\{\Delta\varepsilon\} \quad \text{或} \quad \{\Delta\varepsilon\}=[C^{\mathrm{e}}]\{\Delta\sigma\} \tag{19.72}$$

式中：

Δ 为增量。

19.5.3 屈服准则 Yield Criterion

初始发生塑性变形的应力条件被称为屈服准则，屈服函数为

$$f(J_1,J_2,J_3)=0 \tag{19.73}$$

式中：

J_1，J_2，J_3 均为不变量，表示为

$$\left.\begin{aligned}J_1&=\sigma_x+\sigma_y+\sigma_z\\J_2&=-\left(\sigma_x\sigma_y+\sigma_y\sigma_z+\sigma_z\sigma_x\right)+\tau_{xy}^2+\tau_{yz}^2+\tau_{zx}^2\\J_3&=\sigma_x\sigma_y\sigma_z-\sigma_x\tau_{yz}^2-\sigma_y\tau_{zx}^2-\sigma_z\tau_{xy}^2+2\tau_{yz}\tau_{zx}\tau_{xy}\end{aligned}\right\}\qquad(19.74)$$

应力空间内屈服准则的几何面被称为屈服面。由于屈服函数的第一近似值与金属材料的静水压无关，故屈服准则可表示为

$$f\left(J_2',J_3'\right)=0,\quad J_1'=0\qquad(19.75)$$

式中：

J_1'，J_2'，J_3'被称为偏应力的不变量，表示如下

$$\left.\begin{aligned}&\sigma_x'=\sigma_x-\sigma_{\mathrm{m}},\quad \sigma_y'=\sigma_y-\sigma_{\mathrm{m}},\quad \sigma_z'=\sigma_z-\sigma_{\mathrm{m}}\\&\sigma_{\mathrm{m}}=\frac{\sigma_x+\sigma_y+\sigma_z}{3}\\&\tau_{xy}'=\tau_{xy},\quad \tau_{yz}'=\tau_{yz},\quad \tau_{zx}'=\tau_{zx}\end{aligned}\right\}\qquad(19.76)$$

广为使用的金属材料屈服准则是 Mises 屈服准则，该准则把式（19.75）的函数f仅表示为偏应力J_2'的二次不变量的函数。

$$f=\sqrt{3J_2'}-\sigma_0\qquad(19.77)$$

式中：

σ_0为单轴加载的屈服应力。在此，J_2'为

$$\begin{aligned}J_2'&=-\left(\sigma_x'\sigma_y'+\sigma_y'\sigma_z'+\sigma_z'\sigma_x'\right)+\tau_{xy}'^2+\tau_{yz}'^2+\tau_{zx}'^2\\&=\frac{1}{2}\left[\sigma_x'^2+\sigma_y'^2+\sigma_z'^2+2\left(\tau_{xy}'^2+\tau_{yz}'^2+\tau_{zx}'^2\right)\right]^{\frac{1}{2}}\\&=\frac{1}{6}\left[\left(\sigma_x-\sigma_y\right)^2+\left(\sigma_y-\sigma_z\right)^2+\left(\sigma_z-\sigma_x\right)^2+6\left(\tau_{xy}^2+\tau_{yz}^2+\tau_{zx}^2\right)\right]\end{aligned}\qquad(19.78)$$

如果等效应力$\overline{\sigma}$定义为

$$\begin{aligned}\overline{\sigma}=\sqrt{3J_2'}&=\sqrt{\frac{3}{2}}\left[\sigma_x'^2+\sigma_y'^2+\sigma_z'^2+2\left(\tau_{xy}'^2+\tau_{yz}'^2+\tau_{zx}'^2\right)\right]^{\frac{1}{2}}\\&=\frac{1}{\sqrt{2}}\left[\left(\sigma_x-\sigma_y\right)^2+\left(\sigma_y-\sigma_z\right)^2+\left(\sigma_z-\sigma_x\right)^2+6\left(\tau_{xy}^2+\tau_{yz}^2+\tau_{zx}^2\right)\right]^{\frac{1}{2}}\end{aligned}\qquad(19.79)$$

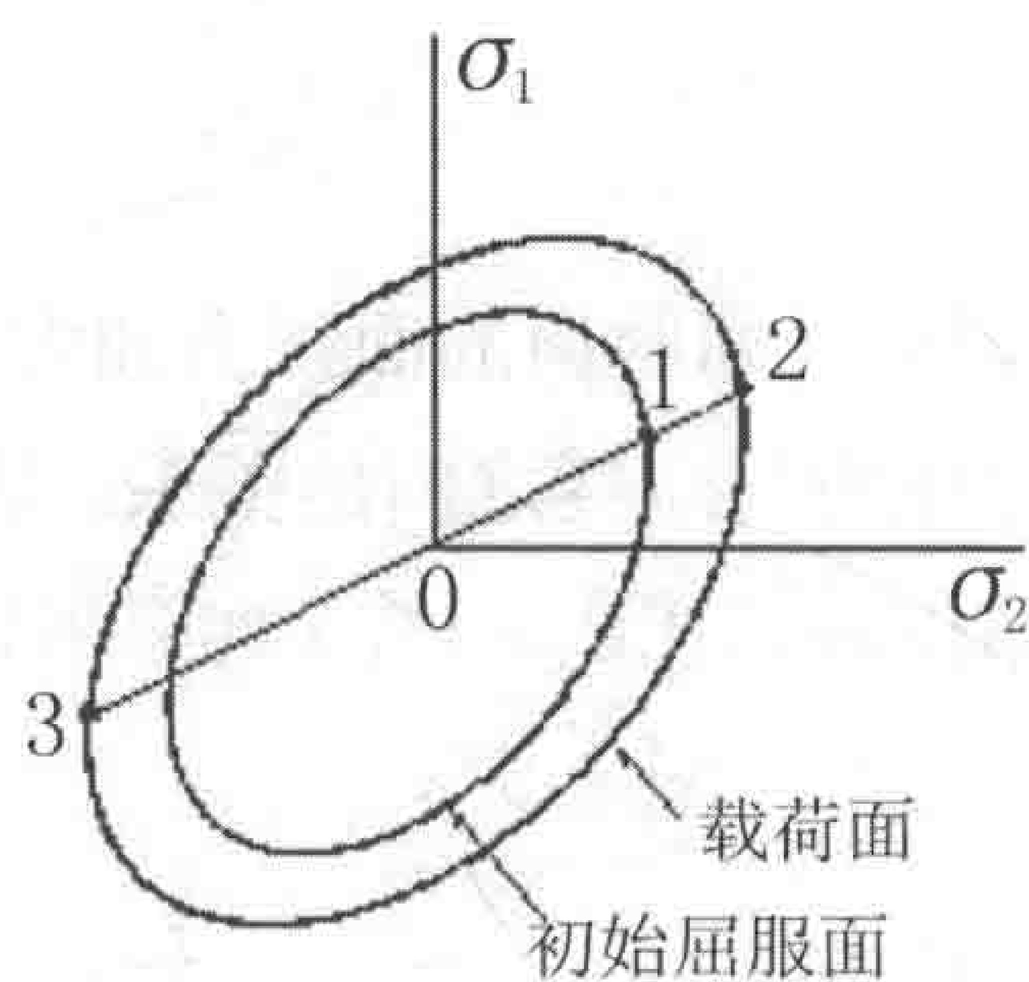


图 19.6　各向同性硬化准则

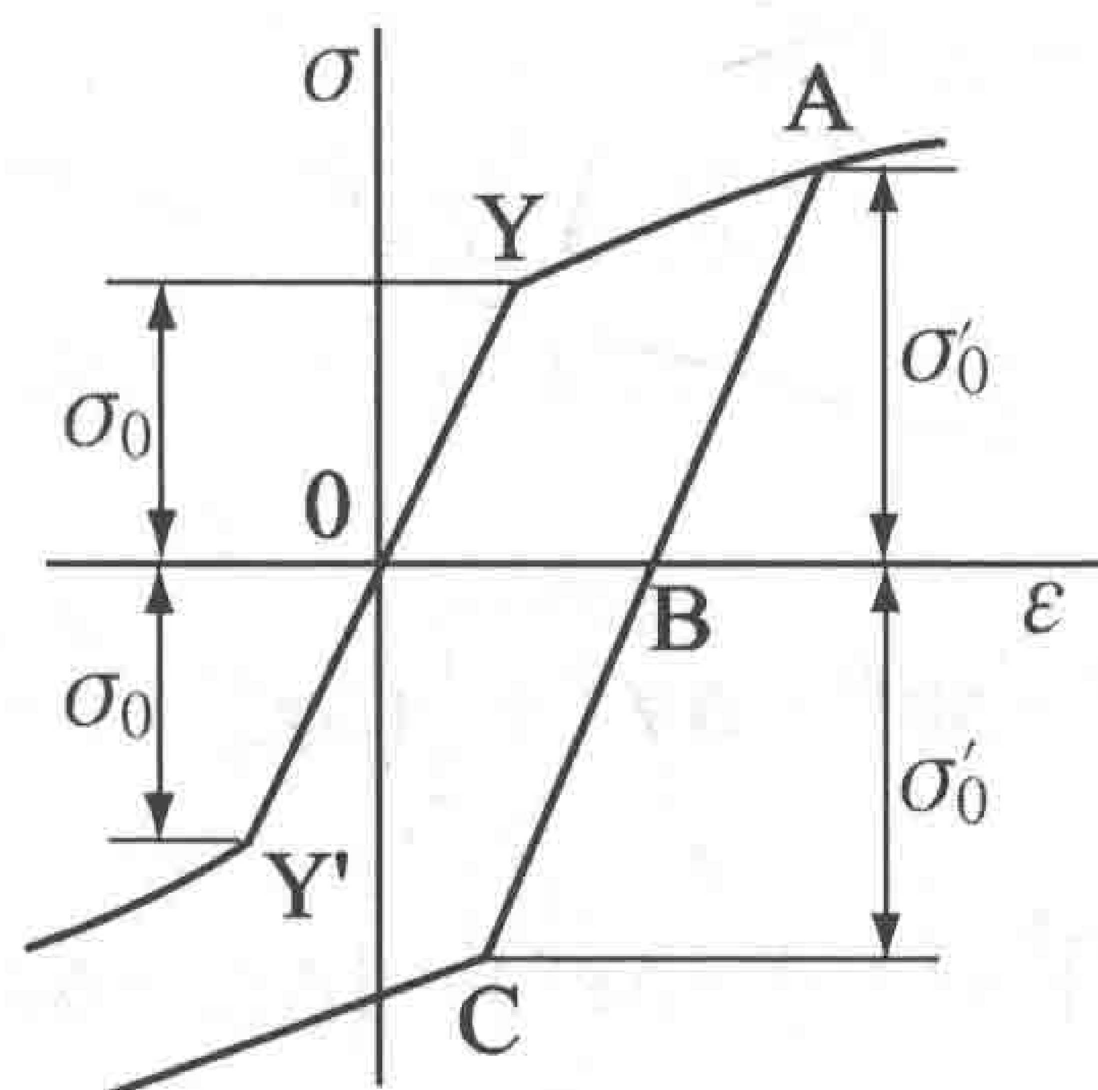


图 19.7　基于各向同性硬化准则的单轴应力与应变关系

屈服准则则变为

$$\overline{\sigma} = \sigma_0 \tag{19.80}$$

然后，将多轴应力条件与单轴应力条件相匹配。

当应力大于材料的屈服准则时，发生硬化和塑性变形，因此必须满足屈服函数 f=0 。不过，如果 $f < 0$ ，则不加载，材料将处在弹性区域内。

19.5.4　塑性应变增量 Plastic Strain Increment

发生塑性变形时，屈服面的形状会依硬化准则而变。在此，各向同性硬化准

则和运动硬化准则描述如下。

1. 各向同性硬化准则

如图 19.7 所示，在硬化过程中，屈服面的面积会加大，但不会改变屈服面的位置和形状。图 19.7 所示为单轴应力与应变之间的关系。沿着曲线 OYA 加载后，点 B 不加载，反向直至点 C，则 $\overline{AB}=\overline{BC}$，$\overline{BC}>\overline{OY}$。如果考虑应变硬化，式（19.77）中的屈服函数则变为

$$f=\sqrt{3J_2'}-\sigma_0=\overline{\sigma}-\sigma_0\left(\overline{\varepsilon}^p\right) \tag{19.81}$$

式中：

$\overline{\varepsilon}^{\mathrm{p}}$ 为等效塑性应变，可表示为

$$\overline{\varepsilon}^{\mathrm{p}}=\int \mathrm{d}\overline{\varepsilon}^{\mathrm{p}} \tag{19.82}$$

上式中的 $\mathrm{d}\overline{\varepsilon}^{\mathrm{p}}$ 可估算为

$$\begin{aligned}\mathrm{d}\overline{\varepsilon}^{\mathrm{p}}=\Delta\overline{\varepsilon}^{\mathrm{p}}&=\sqrt{\frac{2}{3}}\left[\Delta\varepsilon_x^{\mathrm{p}2}+\Delta\varepsilon_y^{\mathrm{p}2}+\Delta\varepsilon_z^{\mathrm{p}2}+\frac{1}{2}\left(\Delta\gamma_{xy}^{\mathrm{p}2}+\Delta\gamma_{yz}^{\mathrm{p}2}+\Delta\gamma_{zx}^{\mathrm{p}2}\right)\right]^{\frac{1}{2}}\\&=\frac{\sqrt{2}}{3}\left[\left(\Delta\varepsilon_x^{\mathrm{p}}-\Delta\varepsilon_y^{\mathrm{p}}\right)^2+\left(\Delta\varepsilon_y^{\mathrm{p}}-\Delta\varepsilon_z^{\mathrm{p}}\right)^2+\left(\Delta\varepsilon_z^{\mathrm{p}}-\Delta\varepsilon_x^{\mathrm{p}}\right)^2\right.\\&\quad\left.+\frac{3}{2}\left(\Delta\gamma_{xy}^{\mathrm{p}2}+\Delta\gamma_{yz}^{\mathrm{p}2}+\Delta\gamma_{zx}^{\mathrm{p}2}\right)\right]^{1/2}\end{aligned} \tag{19.83}$$

如果 x 方向上单轴加载的塑性应变增量定义为 $\Delta\varepsilon_x^{\mathrm{p}}$，并且采用下述塑性应变的不可压缩性条件：

$$\Delta\varepsilon_x^{\mathrm{p}}+\Delta\varepsilon_y^{\mathrm{p}}+\Delta\varepsilon_z^{\mathrm{p}}=0 \tag{19.84}$$

可得出下式：

$$\Delta\varepsilon_y^{\mathrm{p}}=\Delta\varepsilon_z^{\mathrm{p}}=-\frac{\Delta\varepsilon_x^{\mathrm{p}}}{2},\qquad \Delta\gamma_{xy}^{\mathrm{p}}=\Delta\gamma_{yz}^{\mathrm{p}}=\Delta\gamma_{zx}^{\mathrm{p}}=0 \tag{19.85}$$

将式（19.85）代入式（19.83）：

$$\Delta\overline{\varepsilon}^{\mathrm{p}}=\Delta\varepsilon_x^{\mathrm{p}} \tag{19.86}$$

这意味着，等效塑性应变增量就是多轴应力条件下的塑性应变增量转换成单轴应力条件下的增量。

塑性应变增量可根据流动法则得出。如果把潜在塑性定义为屈服函数 f，塑性应变增量则表示为：

$$\left\{\Delta\varepsilon^{\mathrm{p}}\right\}=\Delta\lambda\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}=\Delta\lambda\frac{3}{2\overline{\sigma}}\{\sigma'\} \tag{19.87}$$

式中：

屈服函数 f 如式（19.81）所示；$\Delta\lambda$ 为待定标量常数，$\{\sigma'\}$ 为偏应力的矢量，如下所示：

$$\{\sigma'\}=\begin{Bmatrix}\sigma_x' \\ \sigma_y' \\ \sigma_z' \\ 2\tau_{xy} \\ 2\tau_{yz} \\ 2\tau_{zx}\end{Bmatrix} \tag{19.88}$$

式（19.88）表示屈服面垂直方向上的塑性应变增量如图 19.8 所示。

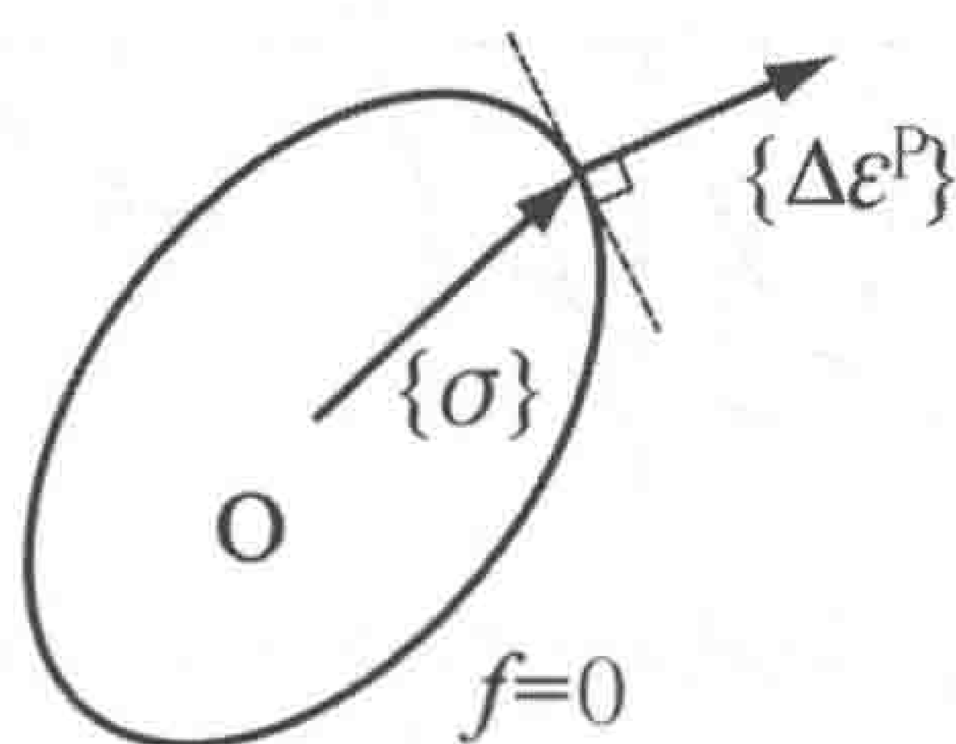


图 19.8　流动法则

2. **运动硬化准则**

在运动硬化准则中，尽管屈服面大小不因硬化过程而改变，其中心位置还是发生移动，如图 19.9 所示。单轴应力情况下的应力与应变关系如图 19.10 所示。根据 $\overline{YY'}=\overline{AC}$，$\overline{BC}<\overline{OY}$ 的关系，Bauschinger 效应可在图 19.10 中进行定量表示。

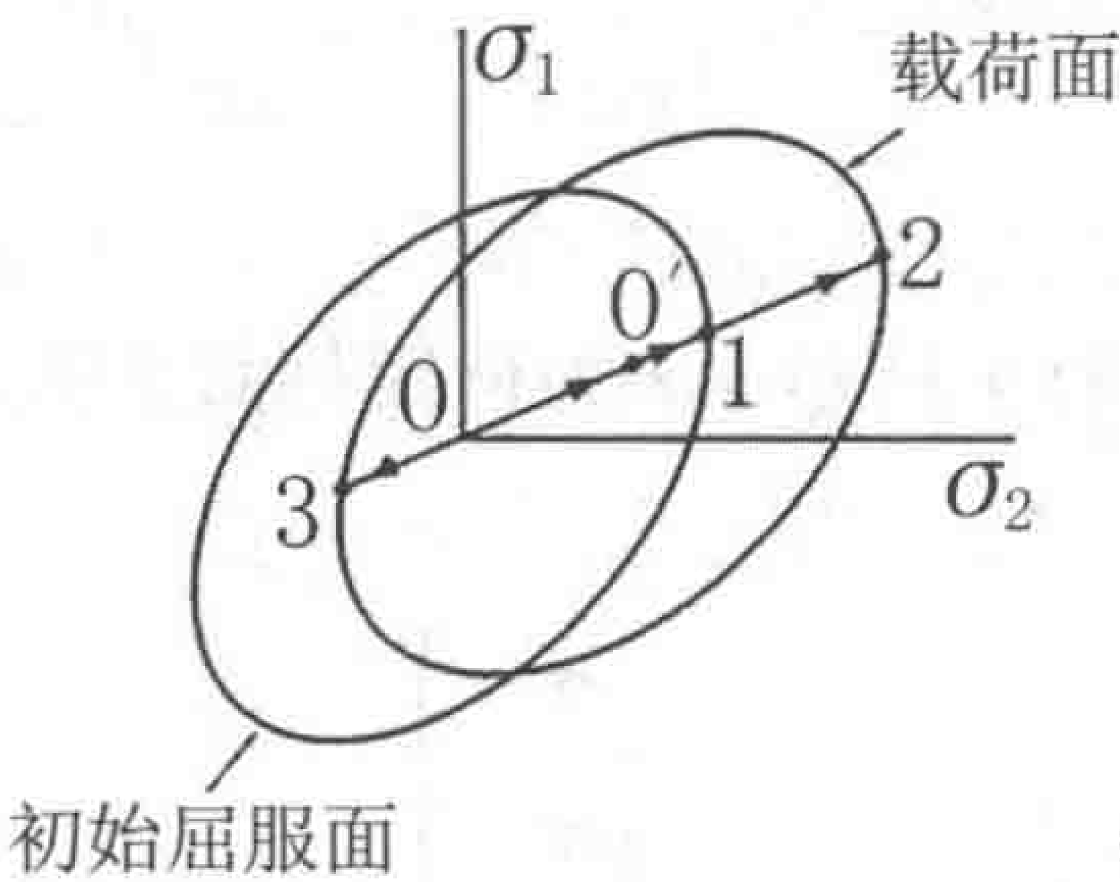


图 19.9　运动硬化准则

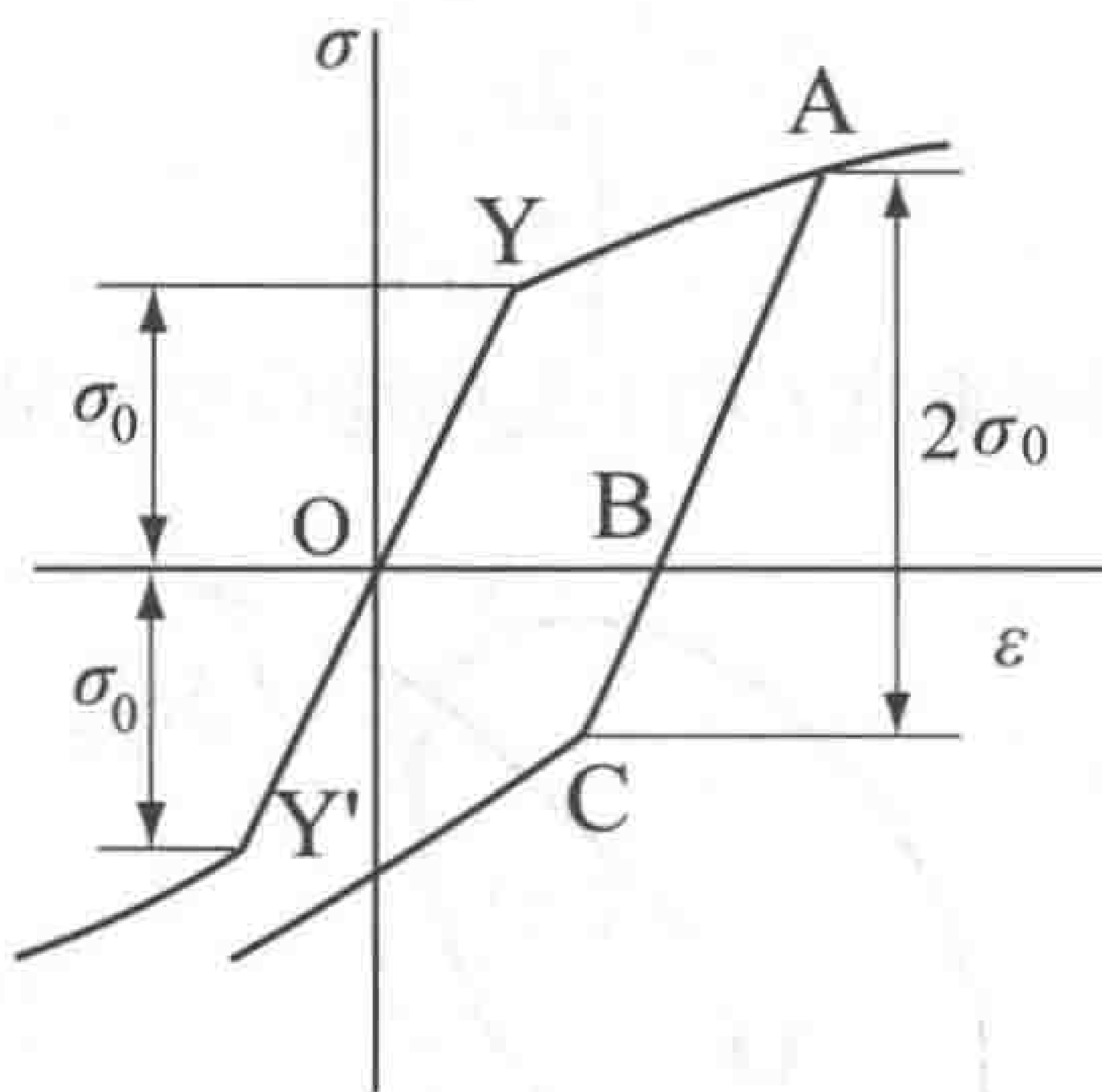


图 19.10　基于运动硬化准则的单轴应力与应变关系

运动硬化准则的屈服函数定义为

$$f = f(\{\sigma\} - \{\alpha_0\}) \tag{19.89}$$

式中：

$\{\alpha_0\}$为屈服面的中心，可表示为

$$\{\alpha_0\} = \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_z \\ \alpha_{xy} \\ \alpha_{yz} \\ \alpha_{zx} \end{Bmatrix} \tag{19.90}$$

有两种方式来确定$\{\alpha_0\}$：Prager 运动硬化准则和 Ziegler 运动硬化准则。

$$\text{Prager:}\quad \{\Delta\alpha_0\}=C\{\Delta\varepsilon^{\mathrm{p}}\} \tag{19.91}$$

$$\text{Ziegler:}\quad \{\Delta\alpha_0\}=\mu(\{\sigma\}-\{\alpha_0\}) \tag{19.92}$$

如图 19.11 所示，Prager 运动硬化准则在垂直于屈服面的方向上移动；Ziegler 运动硬化准则则沿着从屈服面中心$\{\alpha_0\}$至应力点$\{\sigma\}$的方向移动。

根据式（19.89），屈服条件变为

$$f(\{\sigma_\alpha\})=\bar{\sigma}_\alpha-\sigma_0=0 \tag{19.93}$$

式中：

$$\{\sigma_\alpha\}=\{\sigma\}-\{\alpha_0\} \tag{19.94}$$

$\bar{\sigma}_\alpha$为考虑到屈服面移动情形的等效应力，表示如下：

$$\bar{\sigma}_\alpha=\frac{1}{\sqrt{2}}\Big[\{(\sigma_x-\alpha_x)-(\sigma_y-\alpha_y)\}^2+\{(\sigma_y-\alpha_y)-(\sigma_z-\alpha_z)\}^2 \\ +\{(\sigma_z-\alpha_z)-(\sigma_x-\alpha_x)\}^2+6\{(\tau_{xy}-\alpha_{xy})^2+(\tau_{yz}-\alpha_{yz})^2+(\tau_{zx}-\alpha_{zx})^2\}\Big]^{1/2} \tag{19.95}$$

把屈服函数f设定为潜在塑性，塑性应变增量可表示为

$$\{\Delta\varepsilon^{\mathrm{p}}\}=\Delta\lambda\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}=\Delta\lambda\frac{3}{2\bar{\sigma}_\alpha}\{\sigma'_\alpha\} \tag{19.96}$$

式中：

$$\{\sigma'_\alpha\}=\{\sigma'\}-\{\alpha'_0\} \tag{19.97}$$

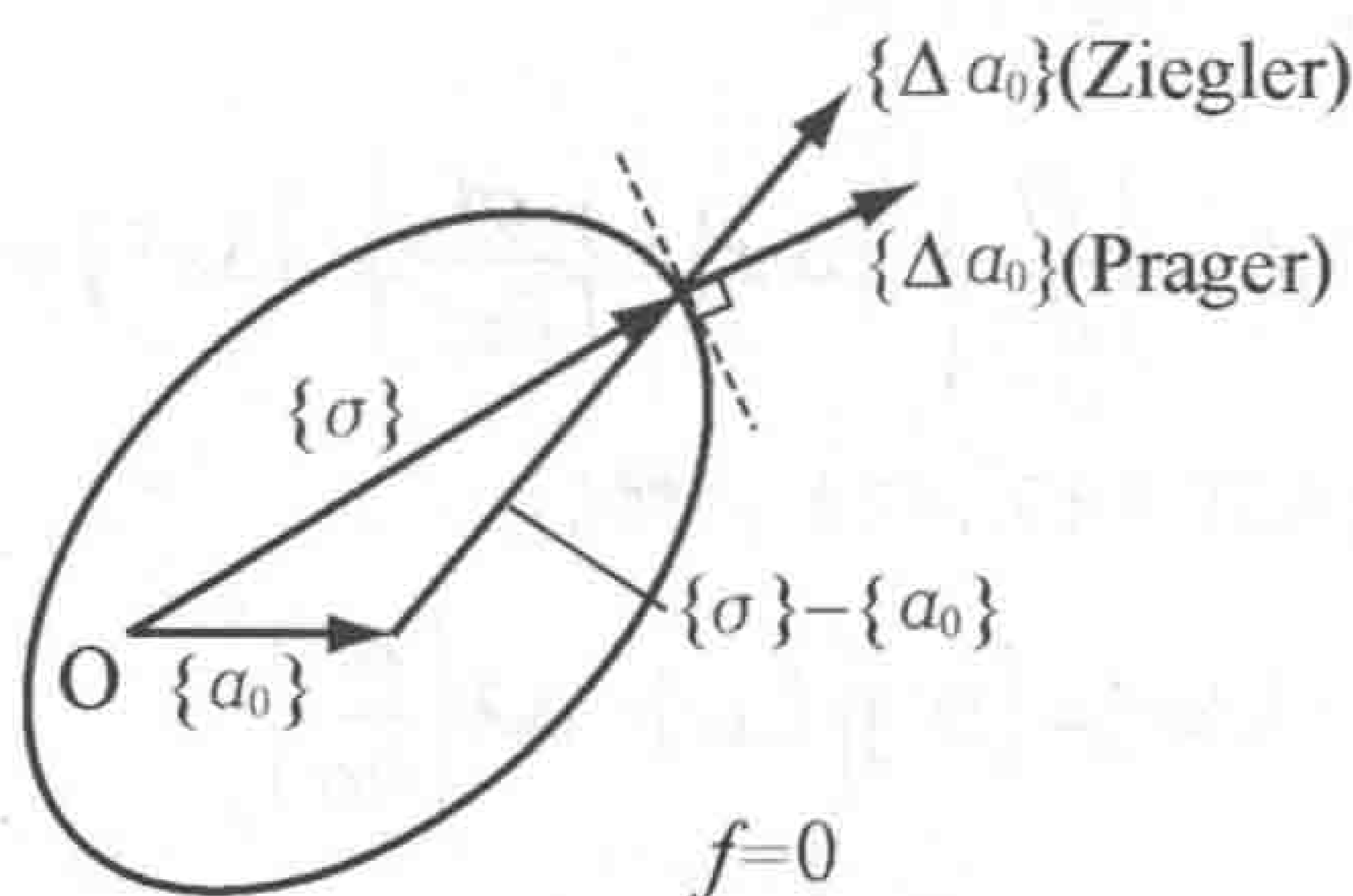


图 19.11　屈服面中心点的移动方向

19.5.5 塑性区域内应力增量与应变增量的关系 Stress Increment − Strain Increment Relation in Plastic Region

总应变增量是弹性应变增量和塑性应变增量之和。

$$\{\Delta\varepsilon\} = \{\Delta\varepsilon^{e}\} + \{\Delta\varepsilon^{p}\} \quad (19.98)$$

另一方面，应力增量与弹性应变增量之间的关系可表示为

$$\{\Delta\sigma\} = [D^{e}]\{\ \varepsilon^{e}\ \} \quad (19.99)$$

将这一方程式代入式（19.98），得出下式：

$$\{\Delta\sigma\} = [D^{e}](\{\Delta\varepsilon\} - \{\Delta\varepsilon^{p}\}) \quad (19.100)$$

如果相关的流动法则与屈服函数和潜在塑性相一致，塑性应变增量 $\{\Delta\varepsilon^{p}\}$ 则可表示为

$$\{\Delta\varepsilon^{p}\} = \Delta\lambda\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\} \quad (19.101)$$

总之，屈服函数 f 系应力和塑性应变的函数，可表示如下

$$f = f(\{\sigma\}, \{\varepsilon^{p}\}) \quad (19.102)$$

当出现塑性变形时，可得到下式

$$\Delta f = \left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{T}\{\Delta\sigma\} + \left\{\frac{\partial f}{\partial\varepsilon^{p}}\right\}^{T}\{\Delta\varepsilon^{p}\} = 0 \quad (19.103)$$

将式（19.101）代入式（19.102），然后

$$\{\Delta\sigma\} = [D^{e}]\left(\{\Delta\varepsilon\} - \Delta\lambda\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}\right) \quad (19.104)$$

$$\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{T}\{\Delta\sigma\} + \left\{\frac{\partial f}{\partial\varepsilon^{p}}\right\}^{T}\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}\Delta\lambda = 0 \quad (19.105)$$

从式（19.104）、式（19.105）中去除$\{\Delta\sigma\}$，得到如下所示的 $\Delta\lambda$，即

$$\Delta\lambda=\frac{\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{\mathrm{T}}\left[D^{\mathrm{e}}\right]\{\Delta\varepsilon\}}{-\left\{\frac{\partial f}{\partial\varepsilon^{\mathrm{p}}}\right\}^{\mathrm{T}}\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}+\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{\mathrm{T}}\left[D^{\mathrm{e}}\right]\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}} \tag{19.106}$$

将式（19.106）代入式（19.104），然后

$$\begin{aligned}\{\Delta\sigma\}&=\left(\left[D^{\mathrm{e}}\right]-\frac{\left[D^{\mathrm{e}}\right]\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{\mathrm{T}}\left[D^{\mathrm{e}}\right]}{-\left\{\frac{\partial f}{\partial\varepsilon^{p}}\right\}^{\mathrm{T}}\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}+\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{\mathrm{T}}\left[D^{\mathrm{e}}\right]\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}}\right)\{\Delta\varepsilon\}\\&=\left(\left[D^{\mathrm{e}}\right]+\left[D^{\mathrm{p}}\right]\right)\{\Delta\varepsilon\}\end{aligned} \tag{19.107}$$

在此，$\left[D^{\mathrm{p}}\right]$表示为

$$\left[D^{\mathrm{p}}\right]=-\frac{\left[D^{\mathrm{e}}\right]\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{\mathrm{T}}\left[D^{\mathrm{e}}\right]}{-\left\{\frac{\partial f}{\partial\varepsilon^{\mathrm{p}}}\right\}^{\mathrm{T}}\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}+\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{\mathrm{T}}\left[D^{\mathrm{e}}\right]\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}} \tag{19.108}$$

材料处在塑性条件下的时候，则必须考虑到这一点。

将式（19.106）代入式（19.101），塑性应变增量表示如下

$$\left\{\Delta\varepsilon^{\mathrm{p}}\right\}=\frac{\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{\mathrm{T}}\left[D^{\mathrm{e}}\right]\{\Delta\varepsilon\}}{-\left\{\frac{\partial f}{\partial\varepsilon^{\mathrm{p}}}\right\}^{\mathrm{T}}\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}+\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}^{\mathrm{T}}\left[D^{\mathrm{e}}\right]\left\{\frac{\partial f}{\partial\sigma}\right\}} \tag{19.109}$$

在塑性变形的过程中，式（19.101）中的 $\Delta\lambda$ 必须为正值。因此，通过检查式（19.106）中的 $\Delta\lambda$ 正负号，可确定未加载条件。

19.6 附录 B：变形矩阵 Appendix B: Deformation Matrix

变形矩阵$[k_D]$呈对称形，非零项如下所示：

$$k_D(1,2)=k_D(7,8)=-k_D(1,8)=-k_D(2,7)=-\rho_z^2(EA/L)(\theta_{z1}+\theta_{z2})/10 \quad (19.107)$$

$$k_D(1,3)=k_D(7,9)=-k_D(1,9)=-k_D(3,7)=\rho_y^2(EA/L)(\theta_{y1}+\theta_{y2})/10 \quad (19.108)$$

$$k_D(1,5)=-k_D(5,7)=-\alpha_y+\rho_y^2EA(-4\theta_{z1}+\theta_{z2})/30 \quad (19.109)$$

$$k_D(1,6)=-k_D(6,7)=-\alpha_z+\rho_z^2EA(-4\theta_{z1}+\theta_{z2})/30 \quad (19.110)$$

$$k_D(1,11)=-k_D(7,11)=\alpha_y+\rho_y^2EA(\theta_{y1}-4\theta_{y2})/30 \quad (19.111)$$

$$k_D(1,12)=-k_D(7,12)=-\alpha_z+\rho_z^2EA(\theta_{z1}-4\theta_{z2})/30 \quad (19.112)$$

式中：

$$\eta_y=EI_y/(GA_zL^2) \quad \eta_z=EI_z/(GA_yL^2) \quad (19.113)$$

$$\rho_y=1/(1+12\eta_y) \quad \rho_z=1/(1+12\eta_z) \quad (19.114)$$

$$\alpha_y=2\rho_y^2EA\eta_y(1+6\eta_y)(\theta_{y1}-\theta_{y2}) \quad (19.115)$$

$$\alpha_z=2\rho_z^2EA\eta_z(1+6\eta_z)(\theta_{z1}-\theta_{z2}) \quad (19.116)$$

19.7 参考文献 References

[1] Archer, J.S. (1965), Consistent Matrix Formulations for Structural Analysis Using Finite Element Techniques, AIAA Journal, 3, 1910–1918.

[2] Bai Y. and Pedersen, P.T. (1991), Earthquake Response of Offshore Structures, Proc. of the 10th Int. Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE ' 91, Stavanger.

[3] Bai,Y. and Pedersen, P.T. (1991), Collision Response of Offshore Structures and Bridge, International Symposium on Marine Structures, ISMS ' 91, Shanghai.

[4] Bai,Y. (1991), SANDY – A Structural Analysis Program for Static and Dynamic Response of Nonlinear Syste, User' s Manual, Version 2, Department of Ocean Engineering, The Technical University of Denmark, March 1991.

[5] Bathe, K.J. (1986), Finite Element Methods, Springer.

[6] Chakrabarty, J. (1987), Theory of Plasticity, McGraw–Hill Book Company.

[7] Chen, W.F. and Han, D.J. (1987), Plasticity for Structural Engineers, Springer.

[8] Fujikubo, M., Bai, Y., and Ueda, Y., (1991), Dynamic Elastic–Plastic Analysis of Offshore Framed Structures by Plastic Node Method Considering Strain–Hardening Effects, Int. J. Offshore Polar Engng Conf. 1 (3), 220–227.

[9] Hill, R. (1950), The Mathematical Theory of Plasticity, Oxford Univ. Publisher.

[10] Jones, N. (1989), Structural Impacts, Cambridge University Press.

[11] Liu, J.H. and Jones, N. (1987), Experimental Investigation of Clamped Beams Struck Transversely by a Mass, Int. J. Impact Engng. 6(4), 303–335.

[12] Liu, J.H. and Jones, N. (1988), Dynamic Response of a Rigid Plastic Clamped Beam Struck by a Mass at Any Point on the Span, Int. J. Solids Struct, 24(3), 251–270.

[13] Messmer, S. and Sayir, M. (1988), Dynamic Elastic–Plastic Behavior of a Frame, Engineering Computation, 5, 231–240.

[14]Mosquera, J.M., Symonds, P.S. and Kolsky, H. (1985), On Elastic–Plastic Rigid–Plastic Dynamic Response with Strain Rate Sensitivity, Int. J. Mech. Sci., 27, 741–749.

[15] Mosquera, J.M., Symonds, P.S. and Kolsky, H. (1985), Impact Tests on Frames and Elastic–Plastic Solutions, J. of Eng. Mech., ASCE, 111(11), 1380–1401.

[16] Nedergaard H. and Pedersen, P.T. (1986), Analysis Procedure for Space Frame with Material and Geometrical Nonlinearities, Europe–US Symposium–Finite Element Methods for Nonlinear Problems, Edited by Bergan, Bathe and Wunderlich, Springer, 211–230.

[17] Przemieniecki, J.S. (1968), Theory of Matrix Structural Analysis, McGraw–Hill Inc.

[18] Save, M.A. and Massonnet, C.E. (1972), Plastic Analysis and Design of Plates,

Shells and Disks, North-Holland Publishing Company.

[19] Symonds, P.S. and Yu, T.X. (1985), Counter-Intuitive Behavior in a Problem of Elastic-Plastic Beam Dynamics, J. Appl. Mech. 52, 517-522.

[20] Ueda,Y. and Fujikubo, M. (1986), Plastic Collocation Method Considering Strain Hardening Effects, Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 160, 306 - 317(in Japanese).

[21] Ueda,Y. and Yao, T. (1982), The Plastic Node Method: A New Method of Plastic Analysis, Comp. Meths. Appl. Mech. Engrg., 34, 1089-1104.

[22] Yamada, Y., Yoshimura, N., and Sakurai, T. (1968), Plastic Stress-Strain Matrix and its Application for the Solution of Elastic-Plastic Problems by the Finite Element Method, Int. J. Mech. Sci., Vol. 10, pp. 343-354.

[23] Yagawa, G. and Miyazaki, N. (1985), Heat Induced Stress, Creep and Heat Transfer Analysis Based on the Finite Element Analysis, Science Publisher (in Japanese).

[24] Yoshimura,S., Chen, K.L. and Atluri, S.N. (1987), A Study of Two Alternate Tangent Modulus Formulations and Attendant Implicit Algorithms for Creep as well as High-Strain-Rate Plasticity, Int. J .Plasticity , 3391-413.

[25] Zienkiewicz, O.C. (1977), The Finite Element Method, McGraw-Hill Book Company.

第 20 章　船体破坏分析

Collapse Analysis of Ship Hulls

20.1 引言
Introduction

在进行船体极限状态设计时，有必要对船体梁的纵向极限强度进行估算。而且为了估算油船碰撞和搁浅所致的溢油，要求对单个船体的整体动态特性以及局部塑性响应进行调查研究。

船体的破坏强度由材料的屈曲、屈服、拉伸断裂和脆性断裂所掌控。而且，针对每一种失效模式的强度均受到初始变形、残余应力、腐蚀破损和疲劳断裂的影响。这些问题的复杂性要求借助于如有限元法（FEM）的计算方法来研究船体的破坏响应。但是，传统的有限元法却要求有大量的计算机中央处理器和人力来准备输入数据并解释输出数据。其结果限制了在船体强度和碰撞问题上的应用。此外，这类有限元法的精度并不总是得到保证（Valsgård 和 Steen, 1991）。

在过去的 35 年间，已有多种数学模型被应用于船体纵向强度的分析。首先，Caldwell （1965）曾将塑性设计法应用于船舶。他基于横截面的全塑性力矩估算出船体的纵向强度。通过降低受压构件的承载能力来考虑屈曲的影响。Mansour 和 Thayamballi （1980）则在其分析中考虑到加强筋的扭转屈曲。

Caldwell 法得到了 Smith （1977）的后续修正，后者建议加筋板因屈曲和屈服所致的连续性破坏可作为船体横截面纤维的应力应变关系而纳入其中，而且也考虑到后屈曲特性。在史密斯方法中，船体截面被划分为加筋板格和角单元。预测加筋板格的载荷缩减特性最多至后破坏区域已显至关重要。现已根据列板有效宽度和梁柱的不同公式来应用改良史密斯方法的几种算法。

上述方法对受纯弯曲作用下的柱状船体而言既简便又精确。不过当存在其他分力和横向压力时其精确度较低，因为这个模型假定船体梁的剖面保持平面状。

Chen 等 （1983）则为船体的破坏分析提出了通用的有限元法。其方法可应用于任何类型的加载和任何类型的结构，但因计算机中央处理器和人力之故成本昂贵。Ueda 等（1986）基于理想结构单元法（ISUM）提出了一种有限元方法，其已被 Paik （1991）应用于船体极限强度分析。这一方法致使数学模型的规模被大大缩减。而且 Valsgård 和 Pettersen （1982）和 Valsgård 和 Steen （1991）开发

了一种非线性超单元方法，其亦可仅采用几个单元为复杂的结构建模。至于 ISUM 法，已不被应用于动态响应分析，因为采用经验方程式已考虑到几何非线性问题。其难点在于为动态几何非线性分析导出经验式方程。

关于船体的碰撞破损，国际上已日渐关心因不同程度碰撞破损所致的油船溢油污染问题。很少有研究是针对船舶轻微碰撞的，对照 20 世纪 70 年代的大量调查研究，后者涉及了包括核能船在内的主要碰撞情形。McDermott 等（1974）和 Kinkead（1980）为遭受任何轻微碰撞的船舶分析其局部变形提出了简化方法。van Mater 等（1979）对低能船碰撞破损理论和设计方法进行了综述。Ito 等（1984）进行了系统性的大规模静态测试，并提出了一种出色的简化方法，其被应用于分析双体结构的碰撞强度。

本章旨在提出一种能够计算船体梁极限强度的方法，其在纯弯曲情况下的精确度如同史密斯方法（1977）一样。其依据为有限元法，这一方法可节约人力和计算机中央处理器，正如 ISUM 法和超单元方法一样。当前的有限元法系将塑性节点法（PNM）与通用的几何非线性问题有限元法相结合，可应用于动态几何与材料非线性分析，这有助于极限强度和冲击响应的分析。

本章将就船体的静态和动态破坏分析提出一种既精确又高效的有限元法。这种方法考虑到较大弹性位移分析理论与塑性铰模型相结合时的几何与材料非线性问题。并开发出一组有限元如梁柱、加筋板和剪切板格。其次，提出用于估算极限弯矩和力矩相互作用的数学方程并对此展开讨论。第三，对船体梁分析的史密斯方法进行修正，以虑及腐蚀破损和疲劳断裂的影响。然后通过两根船体梁的极限强度分析来比较这些方程式和分析法。最后也对船体纵向极限强度分析和油船碰撞响应分析的实际应用进行论证。

本章基于 Bai, Bendiksen 和 Pedersen（1993）和 Sun 和 Bai（2001）编写而成。

20.2　基于塑性节点法的船体结构分析 Hull Structural Analysis Based on the Plastic Node Method

以下几节将对船体破坏分析的有限元表达式进行说明。这一分析的依据是标

准梁柱分析。其涉及板和加筋板、剪切板格单元、非线性弹簧单元的表达式。

20.2.1 梁柱单元 Beam–Column Element

图 20.1 所示为三维梁柱单元。这是柱状 Timoshenko 梁，其截面形状不一。一种经修正的 Lagrangian 方法已被应用于较大移位的分析。假定，较大的转动不一，但应变较小。采用虚拟功原理，得到下式（Bai 和 Pedersen, 1991）

$$[k_E]\{du^e\}=\{dx\} \tag{20.1}$$

式中：

$$[k_E]=[k_L]+[k_G]+[k_D] \tag{20.2}$$

$\{du^e\}$ 和 $\{dx\}$ 分别为弹性节点位移和节点力的增量；

弹性刚度矩阵 $[k_E]$ 由线性刚度矩阵 $[k_L]$、几何刚度矩阵 $[k_G]$ 和变形刚度矩阵 $[k_D]$ 组成。

变形刚度矩阵使得采用最少数量单元为梁柱构件建模成为可能，因为其考虑到轴向与横向变形的耦合作用。

通过塑性节点法（Ueda 和 Yao, 1982）得到弹塑性刚度矩阵 $[k_P]$。

$$[k_P]\{du\}= \{dx\} \tag{20.3}$$

式中：

$$[k_p]= [k_E]-[k_E]\,[\Phi]([\Phi]^T\,[k_E]\,[\Phi])^{-1}\,[\Phi]^T\,[k_E] \tag{20.4}$$

$$[\Phi]=\begin{bmatrix}\{\Phi_1\} & \{0\}\\ \{0\} & \{\Phi_2\}\end{bmatrix} \tag{20.5}$$

$\{du\}$ 表示节点 位移的增量；

$$\{\Phi_i\}=\begin{cases}\{0\} & \text{弹性节点}\\ \{\partial\Gamma_i/\partial x_i\} & \text{塑性节点}\end{cases}\quad (i=1,2) \tag{20.6}$$

式中：

Γ_i 为全塑性屈服函数；

$\{x_i\}$ 表示节点“i”处的节点力。

为了应用断裂力学准则，将每一个节点处的塑性应变增量 $\{d\varepsilon^P\}$ 评估为：

$$\{d\varepsilon^{P}\}=\frac{1}{l_d}\{du_p\} \tag{20.7}$$

式中：

l_d 为塑性区域的等效长度；

l_d 的值估计为部分屈服区域 l_p 的一半，如图 20.1 所示。

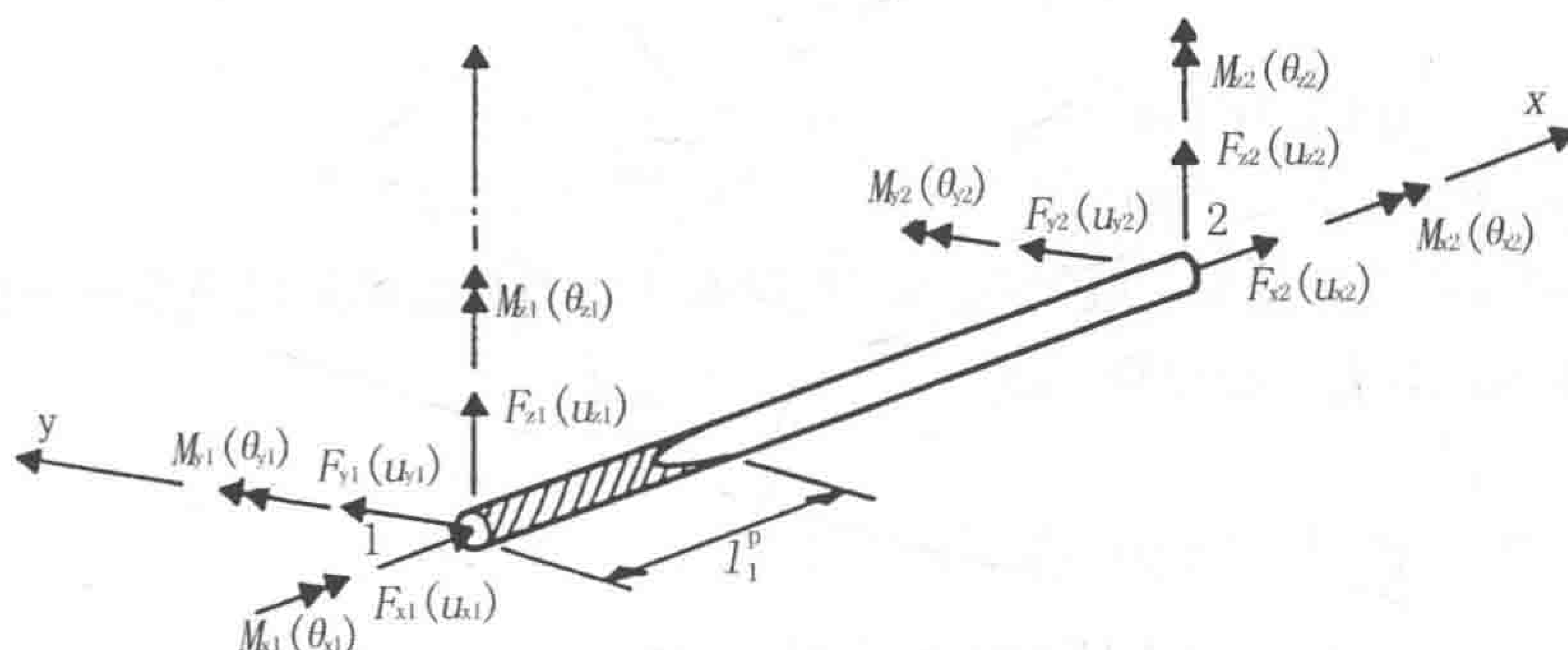


图 20.1 梁柱单元 l_1^p 和节点 1 附近的塑性区域长度

在把局部刚度矩阵添加入总刚度矩阵之前，有必要进行几次转换。局部轴并不与中性轴相一致，这一点可能是恰当的。而且，当加载期间列板的有效宽度发生变化时中性轴出现移动。最后，剪切中心会有别于弯曲时的中性轴。虑及这一点的转换矩阵 [S] 可参见标准教材（Pedersen, P. Terndrup 和 Jensen, J. Juncher 1983）。这一矩阵将刚度矩阵转换成

$$[k^*]=[S]^T[k_P][S] \tag{20.8}$$

式中：

$[k_P]$ 为与中性轴相关的局部刚度矩阵；

$[k^*]$ 为与节点轴相关的局部刚度矩阵。转换这一矩阵以得出整体坐标：

$$[k_{glob}]=[T]^T[k^*][T]=[T]^T[S]^T[k_P][S][T] \tag{20.9}$$

式中：$[k_{glob}]$ 为整体坐标中的刚度矩阵。

$$[S]=\begin{bmatrix}[S_1] & [0]\\ [0] & [S_2]\end{bmatrix} \tag{20.10}$$

$$[S_i]=\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & E_{zi} & -E_{yi} \\ 0 & 1 & 0 & -e_{zi} & 0 & E_{xi} \\ 0 & 0 & 1 & e_{yi} & E_{xi} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{20.11}$$

式中：

(e_{yi},e_{zi}) 为剪切中心坐标；

(E_{yi},E_{zi}) 为中性轴坐标。

在局部坐标系中，取节点"i"至梁端止。当只有部分船体需要分析时，中性轴偏移的这种转换相当便捷。

20.2.2 连接列板单元 Attached Plating Element

加筋板单元属于梁柱的扩展部分，其中的梁需增加有效宽度。对于较长的板，如图 20.2 所示，通过假定 Carlsen 极限应力方程（Carlsen, 1977）对上至或超过极限状态的区域有效，来得出有效宽度。

$$\frac{b_e}{b}=\left(\frac{2.1}{\beta_e}-\frac{0.9}{\beta_e^{2}}\right)\left(1-\frac{0.75w_{0\max}}{\beta t}\right)\left(1+\frac{\sigma_r}{\sigma_y}\right)^{-1}R_2R_\tau \tag{20.12}$$

式中：

$\beta_e=\frac{b}{t}\sqrt{\frac{\sigma_x}{E}}$；$\beta=\frac{b}{t}\sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$，$b$ 和 t 分别为板宽和板厚；

最大初始挠度w_0 和残余应力 σ_r 均可由下述 Faulkners 方法来确定（1975）。

横向应力 σ_2的折减系数 R_2可根据下式确定：

$$R_2=\begin{cases}1-(\sigma_2/\sigma_{2u})^2, & \text{压缩时}\\ 1, & \text{拉伸时}\end{cases} \tag{20.13}$$

式中：

σ_2 为单轴横向挤压作用下的板的极限应力。

剪切应力 τ 的折减系数 R_τ由下式确定：

$$R_\tau = \left[1-(\tau/\tau_u)^2\right]^{1/2} \tag{20.14}$$

式中：

$$\tau_u = \sigma_y/\sqrt{3} \tag{20.15}$$

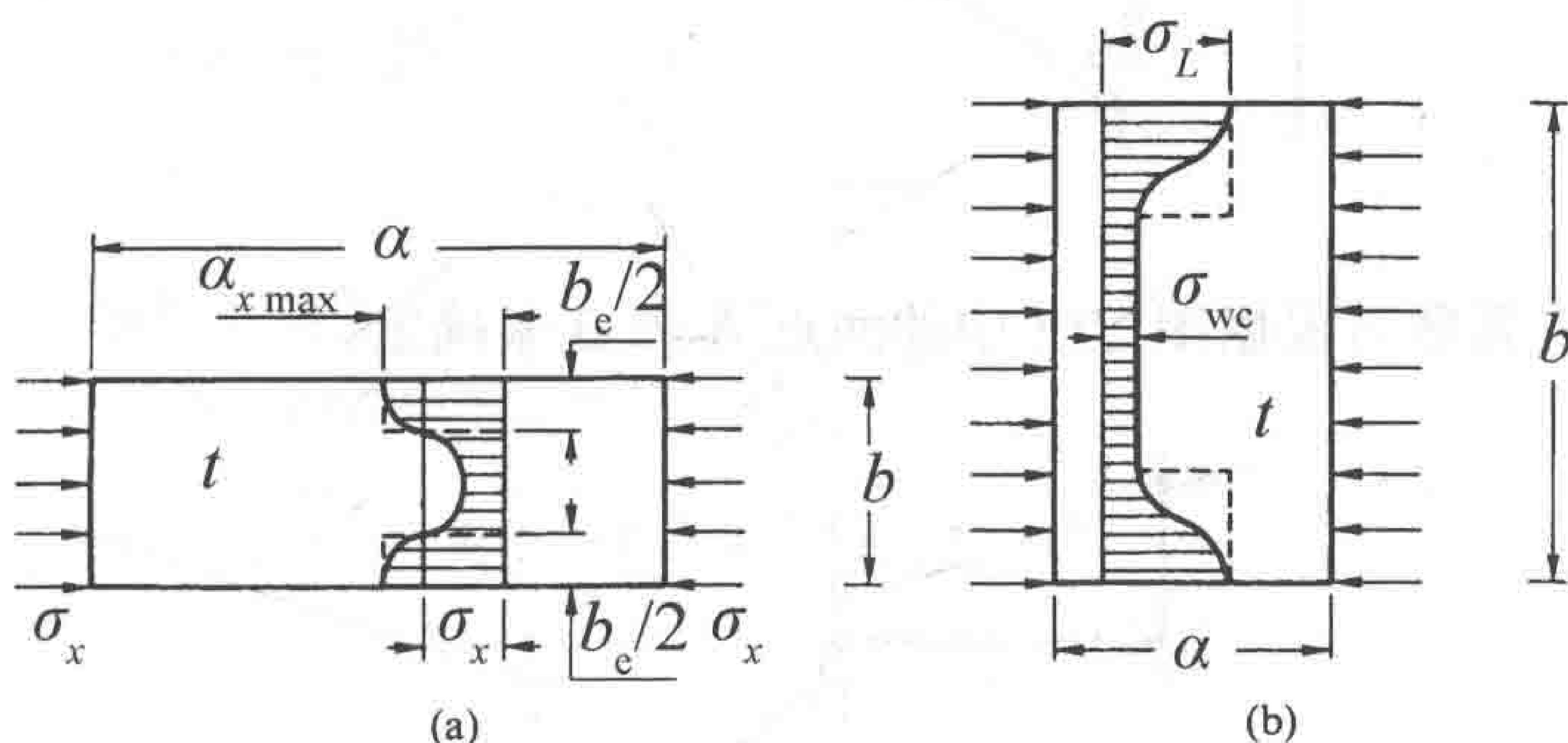


图 20.2　长宽板发生屈曲后的应力分布

(a) 长板 (b) 宽板

为计算部分板的刚度，引入如下折减有效宽度$\widetilde{b}_e$：

$$\widetilde{b}_e = b\cdot\frac{d(b_e\sigma_x)}{d\sigma_x} \tag{20.16}$$

对于宽板（见图 20.2），有效极限宽度 b_{eu} 由下述 Hughes（1983）方程确定：

$$\frac{b_{eu}}{b} = \frac{\sigma_L}{\sigma_Y}\frac{a}{b} + \left(1-\frac{a}{b}\right)\frac{\sigma_{WC}}{\sigma_Y} \tag{20.17}$$

式中：

根据 Carlsen 式（20.9）的估算，板两侧的极限应力 σ_L 等于宽度为 a 的方形板的极限应力；

最后，σ_{WC} 为宽立柱的极限强度。根据 Smith（1981），其可由下式取近似值

$$\sigma_{WC} = \frac{0.63}{1+3.27\dfrac{w_{0\max}}{\beta_L^2 t}} \tag{20.18}$$

式中：

$\beta_L = \dfrac{a}{t}\sqrt{\dfrac{\sigma_Y}{t}}$，$w_{0\max}$ 表示宽立柱的最大初始挠度。

在目前的研究中，假定板的有效宽度发生变化，直至以类似于长板有效宽度的方式达到极限状态为止。

$$\frac{b_e}{b}=\begin{cases} R_2 R_\tau & \text{当}\ \sigma_x<\sigma_{WC} \\ \left(\dfrac{c_1}{\sqrt{\sigma_x}}-\dfrac{c_2}{\sigma_x}\right)R_2 R_\tau & \text{当}\ \sigma_{WC}\leqslant\sigma_x<\sigma_y \\ \dfrac{b_{eu}}{b} & \text{当}\ \sigma_x=\sigma_y \end{cases} \tag{20.19}$$

式中：

c_1 和 c_2 系数可根据图 20.3 中的两点 A 和 B 来确定。

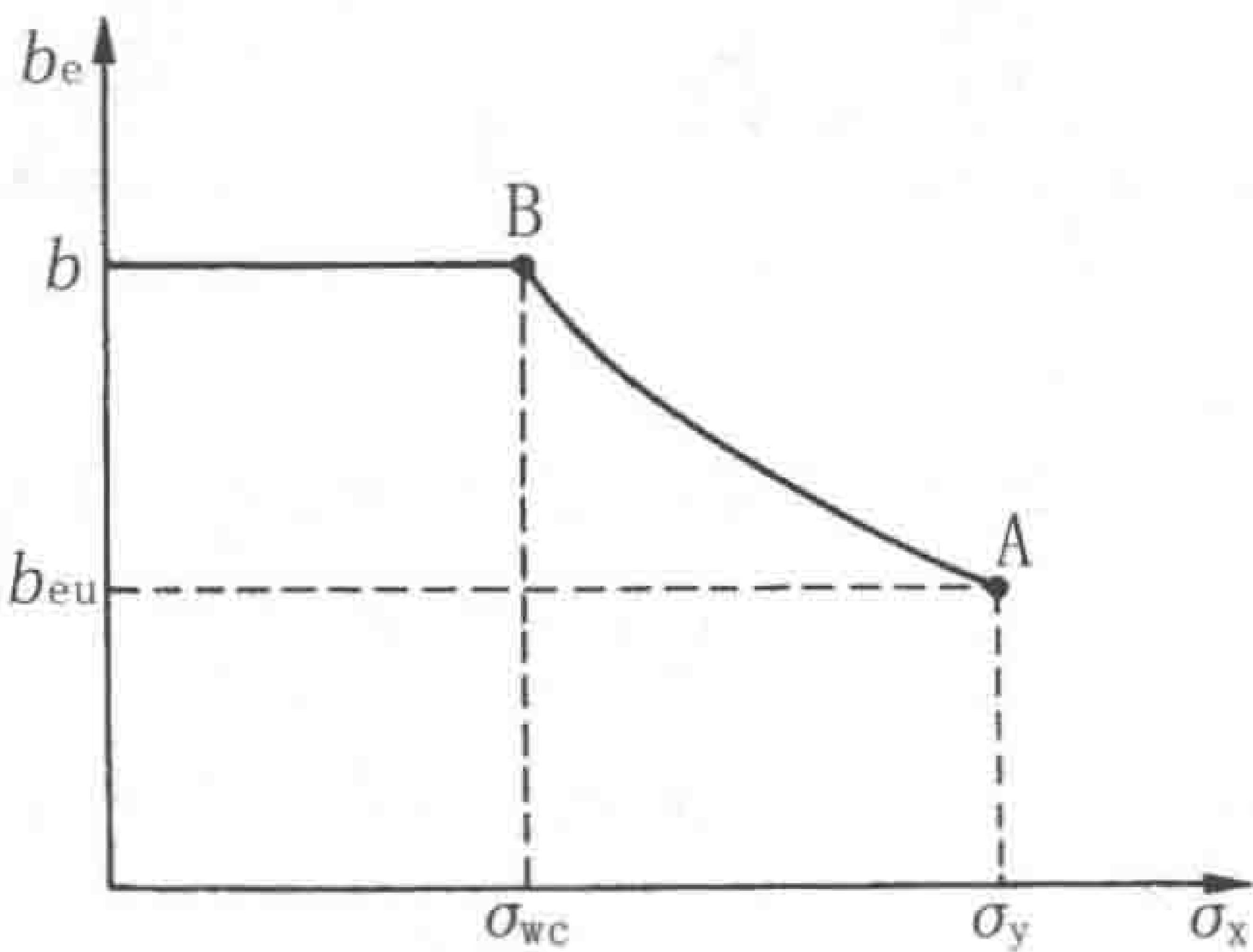


图 20.3　宽板的有效宽度

每次添加载荷时，需就板对梁柱刚度的贡献进行修正。挤压、拉伸和弯曲时的广义极限塑性力系采用相应的极限折减系数进行计算。球面形式的屈服面需基于这些折减系数进行构建。根据塑性节点法（Ueda 和 Yao,1982），发生屈服后，屈服面保持不变，节点力沿着屈服面移动。

20.2.3 剪切板格单元 Shear Panel Element

当加筋板结构作为板架建模时，剪切刚度消失。考虑到这一点，采用仅有剪切刚度的附加单元。局部坐标系中的剪切应变 dγ 的增量与节点位移 $\{du_s\}$ 的增量相关，可参见下述内容（Bathe, 1982）

$$d\gamma=[B_s]\{du_s\} \tag{20.20}$$

式中：

$[B_s]$ 表示应变位移矩阵。

切向应力应变关系如下：

$$d\tau = G_T d\gamma \tag{20.21}$$

式中：

$$G_T = \begin{cases} G, & \gamma \leqslant \gamma_y \\ 0, & \gamma > \gamma_y \end{cases} \tag{20.22}$$

式中：

γ_y表示屈服时的剪切应变。

最后，得出单元刚度矩阵：

$$[k_s] = \int_V [B_s]^T G_T [B_s] dv \tag{20.23}$$

式中：

V 为单元的体积。

更新单元的局部坐标系，并在每一时间步长中进行坐标转换。

图 20.4 中的单元及其相互作用最易于理解。

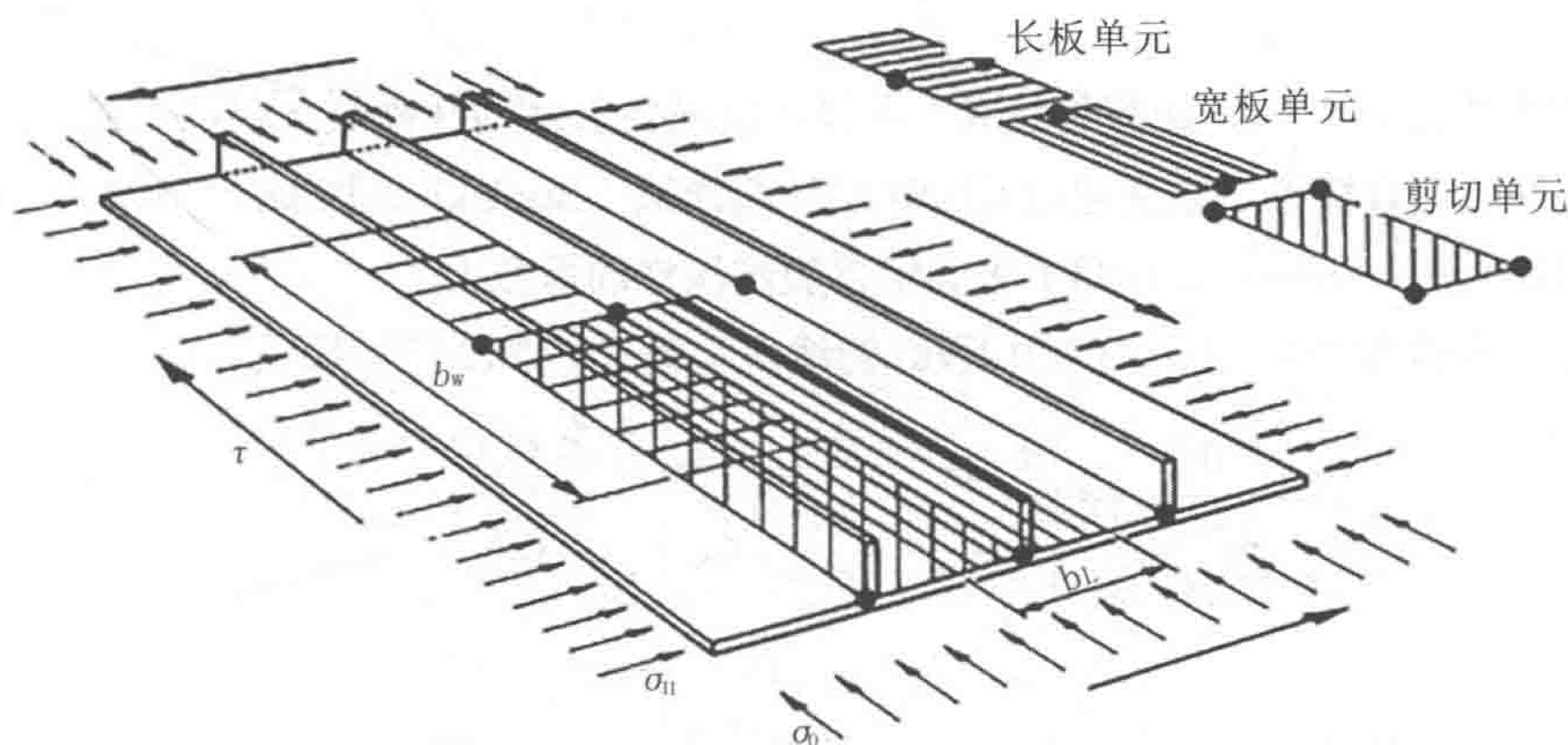


图 20.4　单元类型

20.2.4　非线性弹簧单元 Non-Linear Spring Element

作为三种单元类型的补充，亦可应用非线性刚度的弹簧。可通过非线性弹簧在六自由度之一上连接任一节点。力 – 位移曲线上的点所给出的刚度系位移的函

数，是如图 20.5 所示的曲线的斜率。除了这条曲线上的点外，必须对未加载刚度进行定义。

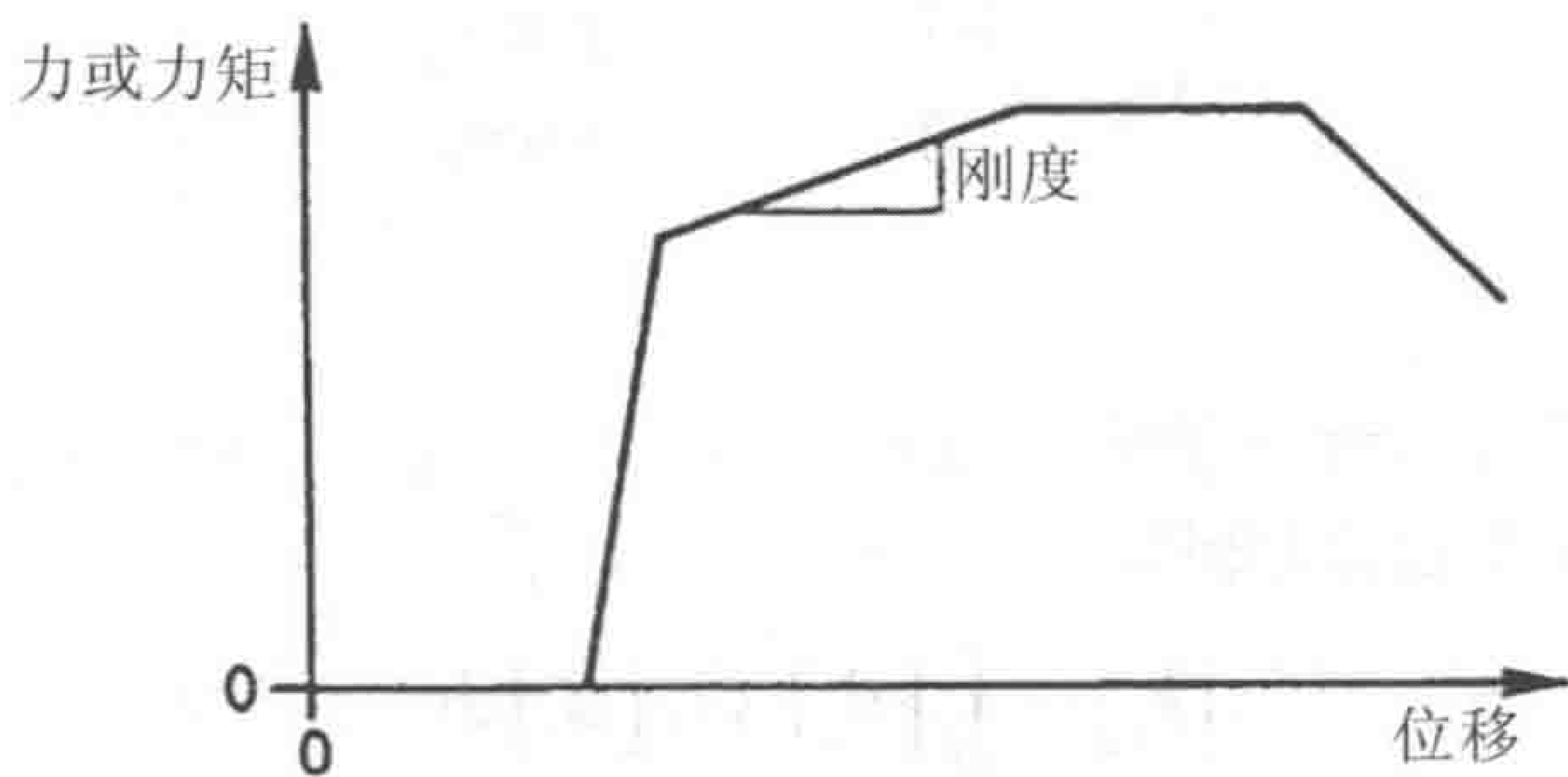


图 20.5　非线性弹簧的力－位移曲线

20.2.5　拉伸断裂 Tension Tearing Rupture

在发生破坏期间，疲劳裂纹和/或焊接缺陷会引发韧性撕裂、塑性失稳，或这些事件的组合情形。本文通过 CTOD 设计曲线法（Burdekin, 和 Dawes, 1971）或 3 级 CTOD 法（Andersen, 1988）来确定含裂纹构件的承载力。

依照所施加的应变 ε，CTOD 设计曲线表示为

$$\Phi=\frac{\delta_{cr}}{2\pi\bar{a}\sigma_y}=\begin{cases}(\varepsilon_{max}/\varepsilon_y)^2, & \varepsilon_{max}/\varepsilon_y\leqslant 0.5\\ \varepsilon_{max}/\varepsilon_y, & \varepsilon_{max}/\varepsilon_y>0.5\end{cases} \tag{20.24}$$

式中：

δ_{cr} 和 $\bar{a}$分别为 CTOD 临界值和等效裂纹长度；

σ_y 和 ε_y 分别为屈服应力和屈服应变。需注意的是，所施加的应变 ε_{max} 系忽略裂纹影响下得出的。

为更精确地预测 CTOD 值，可采用 3 级 CTOD 法。

$$\frac{\delta_{cr}E}{\pi\bar{a}\sigma_y}=\left[\left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_y}\right)\left\{\frac{\sigma_{max}{}^2}{2\sigma_y^2\left(1+\sigma_{max}/\sigma_y\right)}+\frac{E\varepsilon_{max}}{\sigma_{max}}\right\}^{1/2}+\frac{\sigma_r}{\sigma_y}\right]^2 \tag{20.25}$$

式中：

σ_{max} 和 ε_{max} 分别为最大应力和应变，σ_r 表示残余焊接应力。

假定发生失效，并且当给定的等效应变满足所选断裂力学准则时，从结构系统中去除含裂纹构件。作为系统的非平衡力来施加单元的各种力。此类断裂力学准则被应用于本文所提及的各种单元。

发生碰撞后，出现拉伸断裂的部位被视为“空洞”。这一数据对因碰撞和搁浅所致的溢油仿真至关重要。

20.2.6　计算方法
Computational Procedures

本章将对计算程序 SANDY 和该程序所执行的计算方法进行概述。进一步的信息可参见程序操作手册（Bai, Y. 1991）以及相关出版物（Bai 和 Pedersen, 1991, 1993 和 Bendiksen 1992）。

1. 计算程序 SANDY

本文所提出的理论已借助于通用计算机程序 SANDY（Bai, 1991）得以实施。因问题的所在，可应用下述解决方法。

1）准静态分析

（1）载荷增量。

（2）位移。

（3）通过目前的刚度参数法（Bergan 和 Sϕreide, 1978）实现的自动加载。

2）动态分析（时间积分法）

（1）施加动态载荷，将其视为节点和单元力的时程。

（2）为问题建模，将其视为受可变形质量冲击的一种结构。

（3）以初始节点速度施加动态载荷。

（4）地震响应分析。

2. 计算方法

非线性计算方法：

（1）确定增量大小；通常在输入数据中确定。

（2）整合载荷矢量的增量。

为每一个单元计算刚度矩阵。剪切单元 G_T 和刚度矩阵均取决于当前的载荷。对于非线性弹簧单元，刚度系数系作为位移和增量方向的函数进行计算。对于板单元，有效宽度和线性刚度加上偏心率均需计算。其次，以处理其他任何梁柱单

元的方法来处理该单元。计算这两个几何矩阵，并加入线性矩阵中。如果该单元处在塑性范围内，则计算塑性刚度矩阵。

如果采用一块标准的加筋板，该程序则可以先行计算屈服面，但需考虑到受横向和剪切应力作用下的新的折减系数。如果该单元为塑性，这些折减系数保持不变；否则其会影响相容性方程。

修正每一个单元的转换方程，转换刚度矩阵并加入总矩阵中。

动态仿真的第一步是计算总质量矩阵。根据时间积分法如 Newmark–b 法修正方程组。最后对方程组求解。在此，结合回代法运用 LDL 分解法。

检查每一个塑性化节点是否加载。对于非线性弹簧单元中的节点以及剪切板格单元，当载荷增量和载荷的正负号不同时，需检测其未加载情况。对于包含未加载节点的所有单元，需改变其刚度并从点（f）延续这一方法。

当检测到无后续未加载情况出现，则得出位移增量。然后计算每一个单元的内力。对于每一个弹性单元，可在检查后确定这一步骤期间是否发生屈服。如果情况如此，则将该单元的增量划分为弹性处理部分和塑性处理部分。根据下式计算该单元的内力增量

$$\{\mathrm{d}x\} = factor \cdot [k_{\mathrm{E}}]\{\mathrm{d}u\} + (1 - factor)[k_{\mathrm{P}}]\{\mathrm{d}u\} \tag{20.26}$$

式中：

factor 为增量的弹性部分。

再次检查未加载情况。

如果出现加载或未加载情形，并且未进行任何迭代法，那么状态的改变将导致出现非平衡力，这需要添加到下一步的载荷中。在弹塑性状态变化所致的内力中计算这一非平衡力的差值。这被屈服 $\{\mathrm{d}x\}=(1-factor)([k_{\mathrm{E}}]-[k_{\mathrm{P}}])\{\mathrm{d}u\}$ 以及未加载 $\{\mathrm{d}f\}=([k_{\mathrm{P}}]-[k_{\mathrm{E}}])\{\mathrm{d}u\}$ 所替代。

注意，因单元塑性化之故，整个方程组保持不变。这意味着，因每一个节点改变其状态而对总情况产生的影响可忽略不计。

修正时需确定是否有单元被撕裂。如果情况如此，则去除这些单元并将其内力在下一步作为非平衡载荷进行添加。

接受这一步后，在新的点（a）启动新的增量。

20.3　船体梁极限强度分析方程
Analytical Equations for Hull Girder Ultimate Strength

受弯曲作用下的船体梁的屈曲和破坏强度，可预测为全塑性力矩、初始屈服力矩和连续破坏力矩。后者包括船体梁各个部分的屈曲和后屈曲强度。全塑性模式提供了极限强度的最大值，这在普通布置的船体中是无法得出的。初始屈曲模式假定屈曲不发生在屈服之前。初始屈服强度是船体梁弹性截面模量和材料屈服强度的函数。

本节将提出极限强度方程，以考虑到采用解析解得出的横向压力、双轴加载和剪切应力的影响。然后将极限强度方程与 20.4 节所描述的复杂方法进行比较。极限强度方程可应用于量化出现腐蚀和疲劳缺陷的老化船舶的结构风险，参见第 4 篇和第 1 篇。

20.3.1　基于弹性截面模量的极限弯矩承载力
Ultimate Moment Capacity Based on Elastic Section Modulus

在初始屈服力矩方法中，假定当（只有）甲板发生屈服时，达到船体梁的极限强度。假定未过早发生屈曲。在这一方法中，弹性截面模量是测定船体纵向弯曲强度的主要因素。在这些假设中，初始屈服力矩可表示如下

$$M_{\mathrm{I}} = (SM)_{\mathrm{e}}\sigma_{\mathrm{y}} \tag{20.27}$$

式中：

$(SM)_{\mathrm{e}}$ 为弹性截面模量。

由于所使用的加筋板、平板板格和高屈服钢的长细比较大，发生屈曲失效的可能性已经加大。初始屈服力矩并不总是等于船体梁强度的最小值，因为并未考虑到单个结构单元的屈曲情况。

由于初始屈曲力矩方程的简便性，其通常在实际工程中得到应用。Vasta（1958）建议，当上甲板的受压面板（中垂条件）或底部列板（中拱条件）遭到

破坏时船体会达到其极限强度，初始屈服力矩即式（20.24）中的屈服应力可由上甲板和底部列板的极限强度 σ_u 所取代。

Mansour 和 Faulkner （1973）建议，可修正 Vasta 表达式，以考虑到受压面板发生屈曲后中性轴位置的移动问题。

$$M_u = (1+k)(SM)_e\sigma_u \tag{20.28}$$

式中：

k 为一侧壳体与受压面板的面积比的函数。护卫舰的 k 计算值约为 0.1。

Viner （1986）建议，受压面板在纵向上达到其极限强度后船体梁会立即遭到破坏，同时建议采用下述极限弯矩方程：

$$M_u = a(SM)_e\sigma_u \tag{20.29}$$

式中：

a 的正常值落在 0.92~1.05 范围内（平均值为 0.985）。

Mansour 和 Faulkner （1973）以及 Viner （1986）的结果非常有益，因其简便异常——极限弯矩承载力约等于受压面板的弹性截面模量与极限强度之积。

Valsgaard 和 Steen （1991）指出，船体截面的强度储备超过了破坏开始时的船体截面强度余量，并建议对于在 1980 年发生了失稳的 VLCC 单体船的能量集中情况，a 可为 1.127。

Faulkner 和 Sadden （1979）做了后续修正：

$$M_I=1.15(SM)_e\sigma_y[-0.1+1.4465\sigma_u/\sigma_y-0.3465(\sigma_u/\sigma_y)^2] \tag{20.30}$$

式中：

σ_u 为极限临界加筋板格的极限强度。

20.3.2 基于全塑性力矩的极限弯矩承载力 Ultimate Moment Capacity Based on Fully Plastic Moment

Caldwell （1965）假定，当船体的整个截面包括舷侧外板达到屈服状态时，就满足了极限破坏条件。假定材料为理想弹塑性，例如忽略应变硬化的影响。也就是说，可忽略屈曲的影响、轴向力和剪力的影响。在这些假设中，全塑性力矩 M_p 可估算为

$$M_p = (SM)_p \sigma_y \tag{20.31}$$

式中：

M_p 为全塑性力矩；

σ_y 为材料的屈服强度，$(SM)_p$ 为塑性截面模量。

Frieze 和 Lin （1991）采用二次方程导出极限弯矩承载力，系作为受压面板的正规化极限强度的函数。

$$M_u / M_p = d_1 + d_2 \frac{\sigma_u}{\sigma_y} + d_3 \left(\frac{\sigma_u}{\sigma_y} \right)^2 \tag{20.32}$$

式中：

d_1=−0.172, d_2= 1.548, d_3=−0.368　　对于中垂情形

d_1=0.003, d_2= 1.459, d_3=−0.461　　对于中垂情形

Mansour（1997）对上述经验弯矩承载力进行了复核，并与测试结果进行比照。

基于全塑性力矩的相互作用，Mansour 和 Thayamballi （1980）导出了下述介于垂直和水平力矩之间的极限强度关系式：

$$m_x + km_y^2 = 1, \quad |m_y| \leqslant |m_x| \tag{20.33}$$

$$m_y + km_x^2 = 1, \quad |m_y| > |m_x| \tag{20.34}$$

式中：

$$m_x = \frac{M_x}{M_{xu}}, \quad m_y = \frac{M_y}{M_{yu}} \tag{20.35}$$

$$k = \frac{(A + 2A_S)^2}{16A_S(A - A_S) - 4(A_D - A_B)^2} \tag{20.36}$$

$$A = A_D + A_B + 2A_S \tag{20.37}$$

式中：

M_x 为垂直方向上的弯矩；

M_y 为 水平方向上的弯矩；

M_{xu} 为垂直极限破坏弯矩；

M_{yu} 为水平极限破坏弯矩；

A_D 为包括加筋板在内的甲板的横截面面积；

A_B 为包括加筋板在内的底板的横截面面积；

A_S 为包括加筋板在内的一个侧面的横截面面积。

Mansour（1997）对上述方程是否完全符合船体梁受组合式垂直和水平力矩作用下极限强度的有限元分析结果进行了论证。

20.3.3 推荐的极限强度方程 Proposed Ultimate Strength Equations

根据经修正的史密斯方法得出的极限弯矩承载力是弯矩 – 曲率曲线上的最大值。当借助于经修正的史密斯方法进行与极限强度失效模式相关的可靠性分析时，是极其耗时的。基于横截面上应力分布的不同假设，已建议采用一些极限强度方程。例如，可基于假设导出弯矩承载力方程，即船中截面对于受拉一侧呈全塑性（理想弹塑性），而对于受压一侧则处在极限强度条件下。一般而言，这一假设与以正确估算中轴线位置而得出的更为精确的预测相吻合。使用这一方法的成功经验已在一项涉及受组合式（内外）压力、轴向力和弯曲作用下腐蚀管道的极限强度的研究中进行了描述。参见 Bai（2001）。

若干其他的假定应力分布可参见 Bai（2001），包括有一种应力分布假定船体深度中间呈弹性，而船体深度的其他部分则为塑性 / 极限强度。Xu 和 Cui（2000）假定在船体深度中间 1/3 处的应力分布为弹性，而船体深度的其他部分为塑性 / 极限强度。这些作者都建议，极限弯矩承载力 M_u 可由下式进行预测：

$$M_u = \sum_{ij} \sigma_{u_i}^c A_{ps_i} z_i + \sum \sigma_{u_j}^t A_{ps_j} z_j + \sum_k \sigma_k^e A_{ps_k} z_k \qquad (20.38)$$

式中：

A_{ps} 为加筋板格 / 硬角钢的面积；

z 为至中性轴的距离。

中垂条件下应力分布如图 20.6 所示。式（20.38）中的应力分布已考虑到具体加筋板格和硬角钢的极限强度，图 20.6 为非均匀分布。

在式（20.38）中，分别以 i、j、k 表示抗压极限强度区域、抗压极限强度区域和弹性区域；σ_u^c 为加筋板格的极限抗压强度或硬角钢的屈服应力；σ_u^t 则为极限抗拉强度（屈服应力）；弹性应力 σ^e则环绕着中性轴进行线性分布。基于对根据更为综合的计算分析而得出的应力分布的考察，这些作者建议，弹性区域的总高度可取值为船体深度的一半，例如 $g_1+g_2=D/2$。抗压区域的高度 g_1 和抗拉区域的高度 g_2 均可基于梁理论进行估算，其假定平面在弯曲后仍保持平面状态。

基于式（20.38），可根据下述步骤来估算船体梁的极限弯矩承载力：

- 将横截面划分成加筋板格和硬角钢；
- 采用经认可的公式来估算每一个加筋板的极限强度；
- 通过假定横截面上应力积分的总力为零，来计算出从船底至中性轴的距离“H”；
- 采用式（20.38）计算出船体梁的极限弯矩承载力。

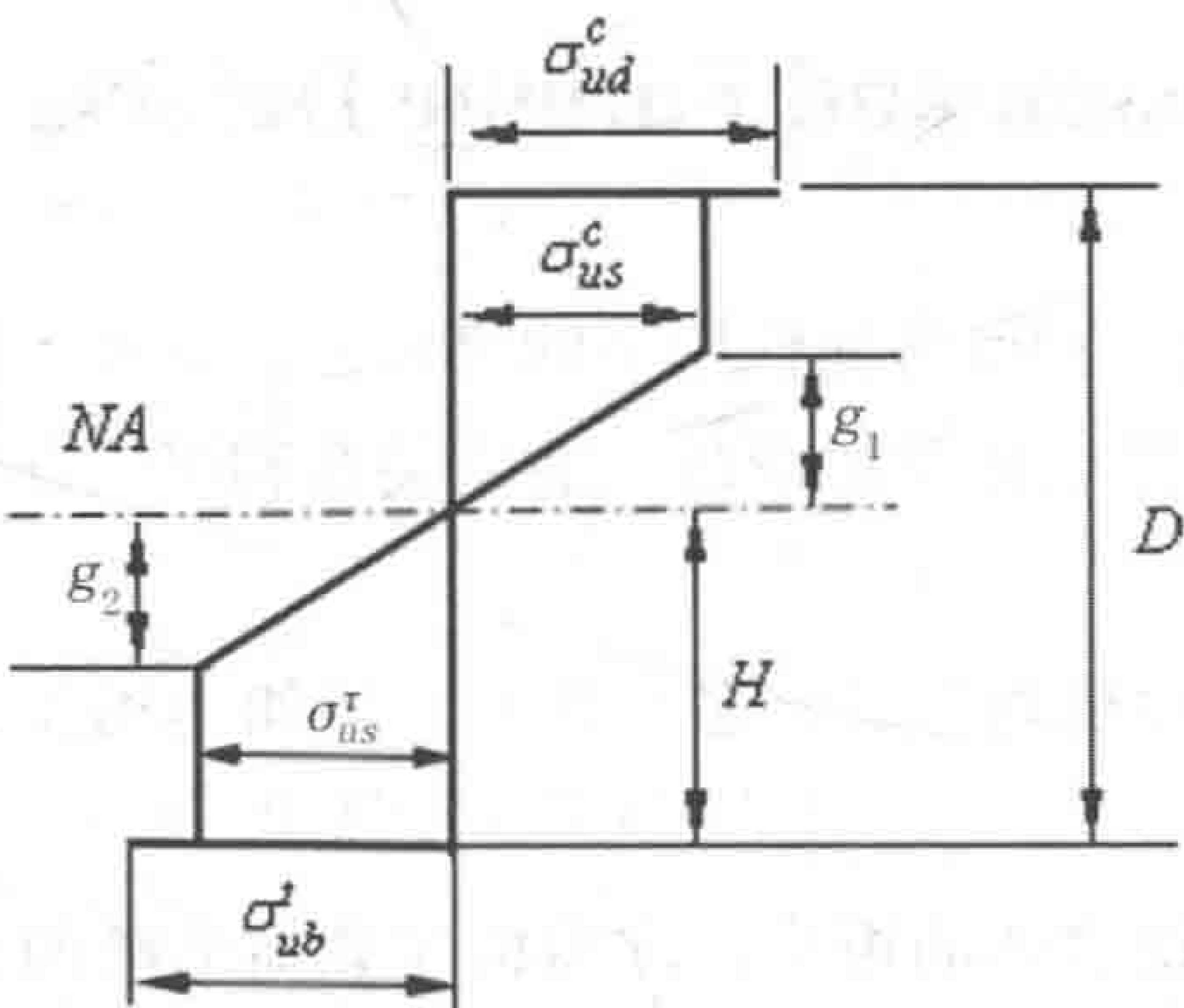


图 20.6　船体梁破坏时假定应力分布——受压甲板

另外，有必要采用下式来检查垂直剪切强度：

$$F_{u}=\sum \tau_{u_i} A_{p_i} \qquad (20.39)$$

式中：

A_{pi} 为剪切单元（仅为板面积）中板格的面积，τ_u为板格中的特征极限剪切应力 这里的 i 包括纵向剪切单元中所有的板格。

20.4 得到改进并虑及腐蚀和疲劳缺陷的史密斯方法

Modified Smith Method Accounting for Corrosion and Fatigue Defects

考虑到船体梁是一种受弯曲作用下的梁截面，Smith（1975, 1977）建议采用一种简便的方法来计算船体梁的弯矩－曲率关系和极限强度。史密斯方法的基本假设概述如下：

（1）船体横截面被划分成许多小单元，诸如与相关列板和角钢单元结合的加强筋，其行为独立。

（2）对于每一块这样的板格，均需构建载荷缩减曲线。这可由许多方法加以实现，包括试验结果、非线性有限元分析和经简化的弹塑性屈曲分析。史密斯方法也会考虑到所产生的残余缺陷，包括列板和柱的挠度和应力。

（3）然后使船体受递增式弯曲的作用，其中假定初始为平面的横截面在弯曲后仍保持平面状，并仅仅经受环绕假定中性轴的旋转运动。采用具有足够横向强度的框架来避免甲板和底部结构发生整体性的格架失稳。

（4）通过对构成横截面的所有部件上的应力求积分，来得出作用于横截面上的总的轴向力和弯矩。通过迭代法，使总的轴向力等于为零的纵向力来得出中性轴的位置。

本节提出了史密斯方法（Smith, 1975, 1977 和 Yao, 1991, 1992 以及 Rahman 和 Chow, 1996）的修正版，其中均已考虑到腐蚀缺陷、疲劳裂纹和侧向压力的影响。

如前述研究人员的论证，经修正的史密斯方法涵盖了①效率；②灵活性（考虑到腐蚀缺陷、疲劳裂纹等的影响）；③精确性。

单元的应力应变关系如下所述。

20.4.1　受拉单元和角单元 Tensile and Corner Elements

假定受拉单元和角单元的应力应变关系呈线性弹性与理想弹塑性，则

$$\sigma = \begin{cases} \varepsilon E, & \varepsilon \leqslant \varepsilon_y \\ \sigma_y, & \varepsilon \geqslant \varepsilon_y \end{cases} \tag{20.40}$$

式中：

E、σ_y 和 ε_y 分别为材料的弹性模量、屈服应力和屈服应变。

20.4.2　受压加筋板格 Compressive Stiffened Panels

加筋板格由纵向加强筋结合附联板组合而成。根据 Rahman 和 Chowdhury（1996）方法，需考虑到整个载荷缩减特性范围内的三个不同区域：稳定区、无载荷释放区和载荷释放区，可如图 20.7 所示。稳定区是极限强度之前的区域。无载荷释放区不要求进行任何的载荷释放，以保持平衡。应变增加时，最后一个区域的特点在于载荷的缩减。

更多有关受压加筋板格的信息可参见 Smith（1975）。

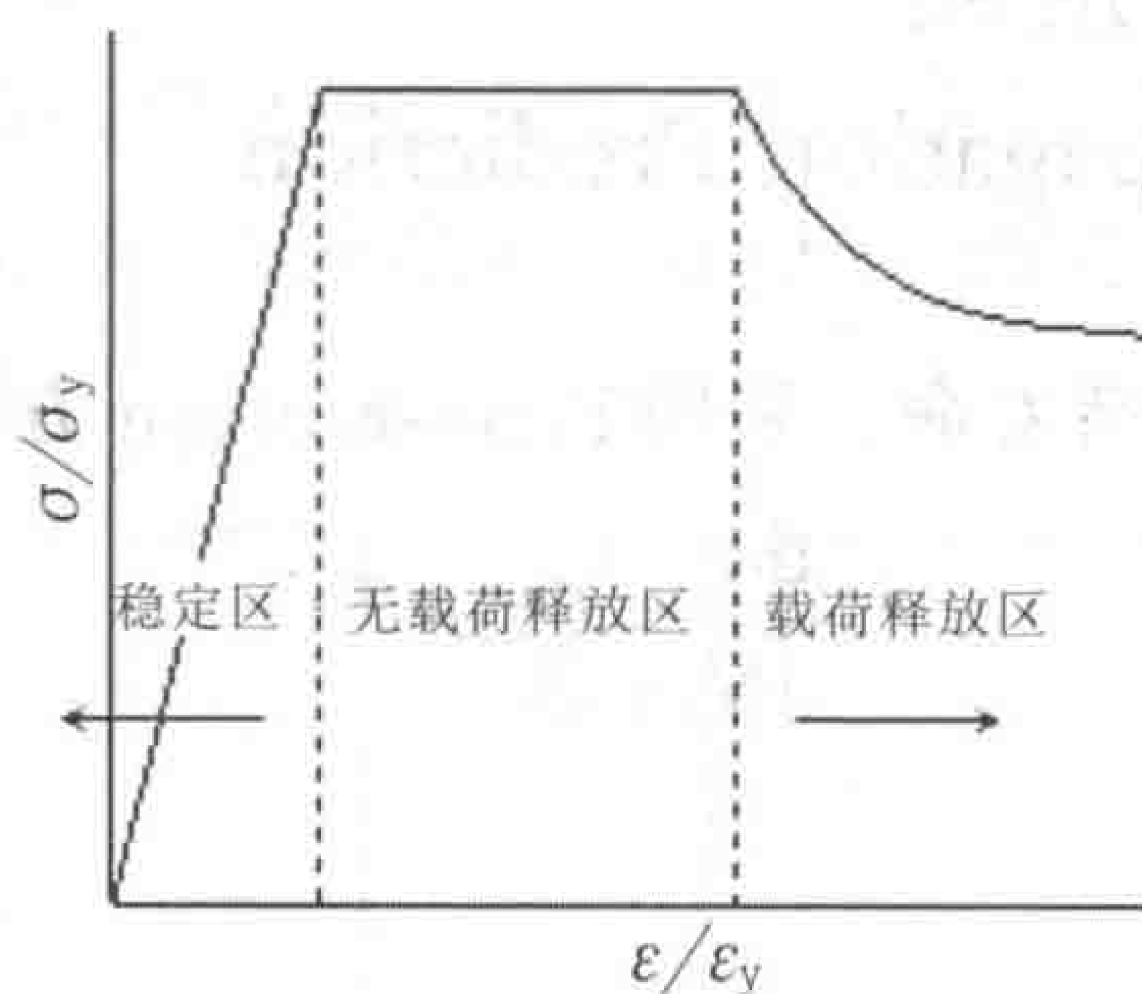


图 20.7　加筋板的典型应力应变关系

加筋板格的极限强度经由下式给出：

$$\sigma_{pu} = \min(\sigma_{uf}, \sigma_{up}) \tag{20.41}$$

式中：

σ_{uf} 和 σ_{up} 分别为板格（当横向压力导致加强筋面板受压时）和列板的极限梁柱失效值。根据 Hughes （1983），可通过求解下述加强筋失效的方程而得到：

$$\sigma_y = \sigma_{uf} + \frac{M_0 y_f}{I} + \frac{\sigma_{uf} A(\delta_0 + \Delta) y_f}{I} \Phi \tag{20.42}$$

而且对于板的失效

$$\sigma_y = \sigma_{up} + \frac{M_0 y_p}{I_e} + \frac{\sigma_{up} A_e(\delta_0 + \Delta + \Delta_p / \Phi) y_p}{I_e} \Phi \tag{20.43}$$

式中：

Δ 为初始偏心率；

δ_0和 M_0 为横向载荷所致的最大挠度和弯矩；

Δ_p 为受压列板的刚度降低所致的偏心率；

I 和 A 分别为板格的二阶矩和截面积，其中考虑到 b_p（板格宽度）在 I_e 和 A_e 具有类似特性时为完全有效，但对于已转换截面则用 b_{pe} 代替 b_p（有效宽度）；

y_f 为板格中性轴至加强筋面板的距离；

y_p 为板格的中性轴至断面最远处的距离；

Φ 为组合式加载的放大系数。

20.4.3 裂纹扩展预测 Crack Propagation Prediction

为预测裂纹扩展和疲劳寿命，采用 Paris-Erdogan 方程：

$$\frac{da}{dN} = C\Delta K^m \tag{20.44}$$

式中：

a 为裂纹尺寸；

N 为循环次数；

ΔK 为应力范围强度系数；

C 和 m 为材料参数。

应力强度系数经由下式给出：

$$\Delta K = \Delta\sigma Y(a)\sqrt{\pi a} \quad (20.45)$$

式中：

$\Delta\sigma$ 为应力范围；

$Y(a)$ 为几何函数。

如果 $Y(a)=Y$ 为恒定不变且 $m \neq 2$，对式（20.44）求积分得

$$a(t)=\left[a_0^{\left(1-m/2\right)}+\left(1-\frac{m}{2}\right)C\left(\Delta\sigma Y\sqrt{\pi}\right)^m v_0 t\right]^{\frac{1}{1-m/2}} \quad (20.46)$$

式中：

a_0 为初始裂纹尺寸；

完整的疲劳寿命 T_f 等于至裂纹扩展的时间 T_p 与至裂纹开裂的时间 T_i 之和。

$$T_i = kT_p \quad (20.47)$$

式中：

k的变化范围为0.1~0.15。假定裂纹尺寸为包含平均值和方差在内的正态分布，参见 Guedes, Soares 和 Garbatov（1996, 1999）。

在加筋板格中需考虑两类裂纹，一类是从加强筋出发沿横向扩展，减小附联板的宽度，另一类则是穿过加强筋的腹板，减小腹板高度。

20.4.4　腐蚀速率模型
Corrosion Rate Model

腐蚀速率取决于多重因素，包括涂层性能、货物组成、惰性气体特性、货物温度以及维护系统及其操作。为此原因，应基于测量数据的统计结果为腐蚀速率

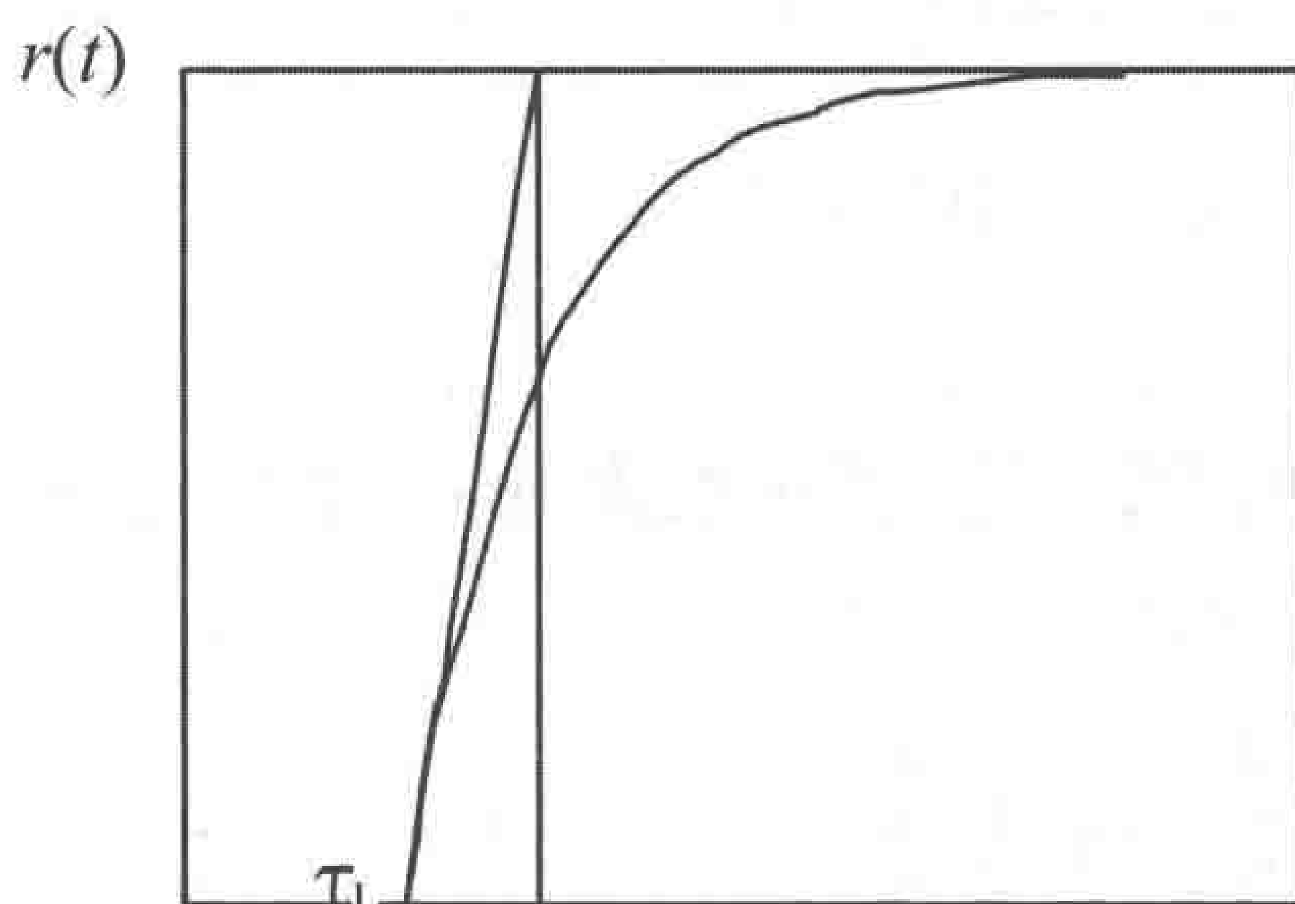


图 20.8　腐蚀速率模型

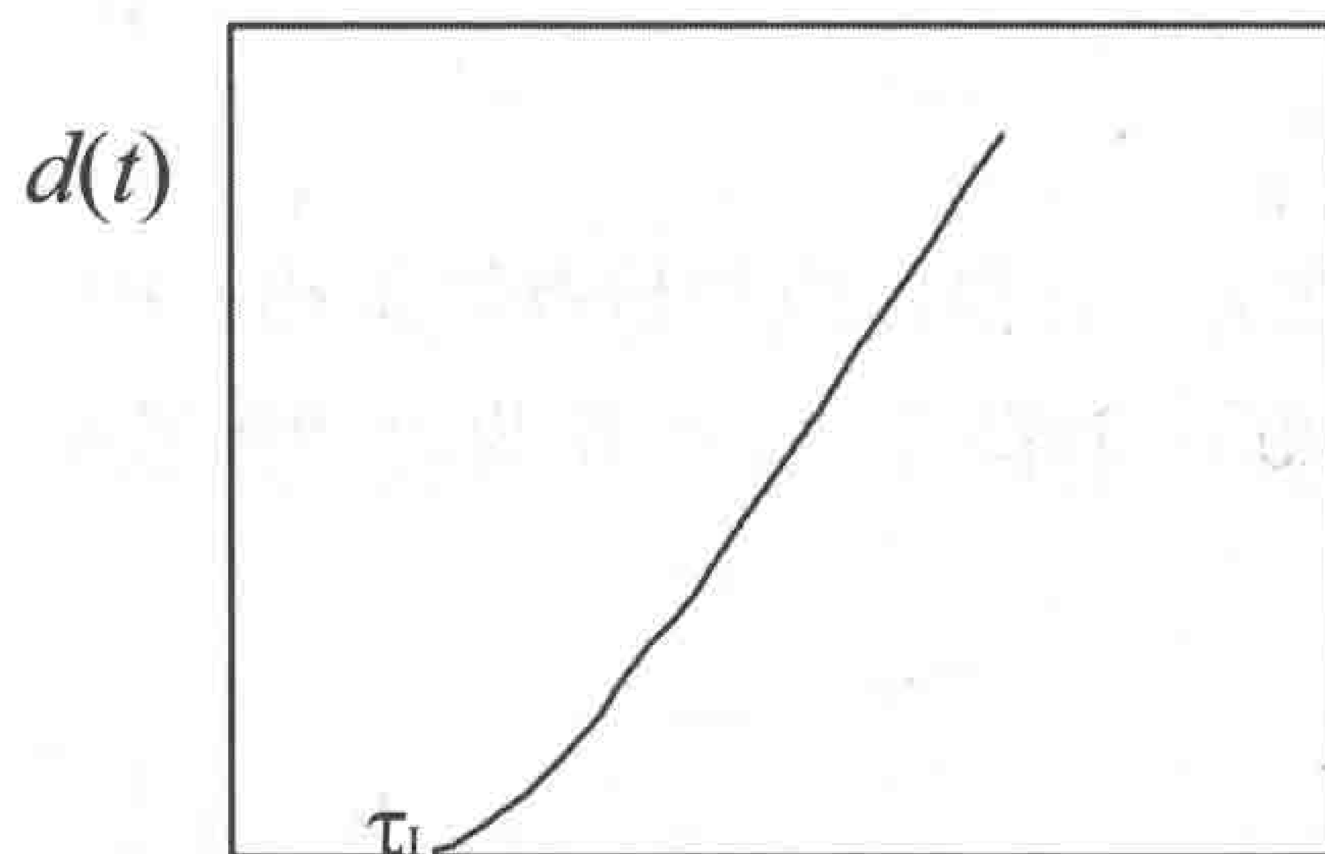


图 20.9　列板厚度因腐蚀而损失（作为时间函数）

合理建模。

从实际出发，时变腐蚀速率模型可分为三个阶段。第一个阶段不出现腐蚀，因为有涂层的保护，腐蚀速率为零。第二阶段是开始腐蚀，因为防腐受损，出现腐蚀，降低了板的厚度。第三阶段相对于腐蚀速率恒定不变。这些作者建议采用下述模型：

$$r(t)=r_{s}\left(1-e^{-\frac{t-\tau_{I}}{\tau_{t}}}\right) \tag{20.48}$$

式中：

τ_I 为涂层寿命；

τ_t 为过渡时间，r_s 为稳定的腐蚀速率。图 20.8 为腐蚀速率模型。图 20.9 为列板厚度腐蚀损耗模型。

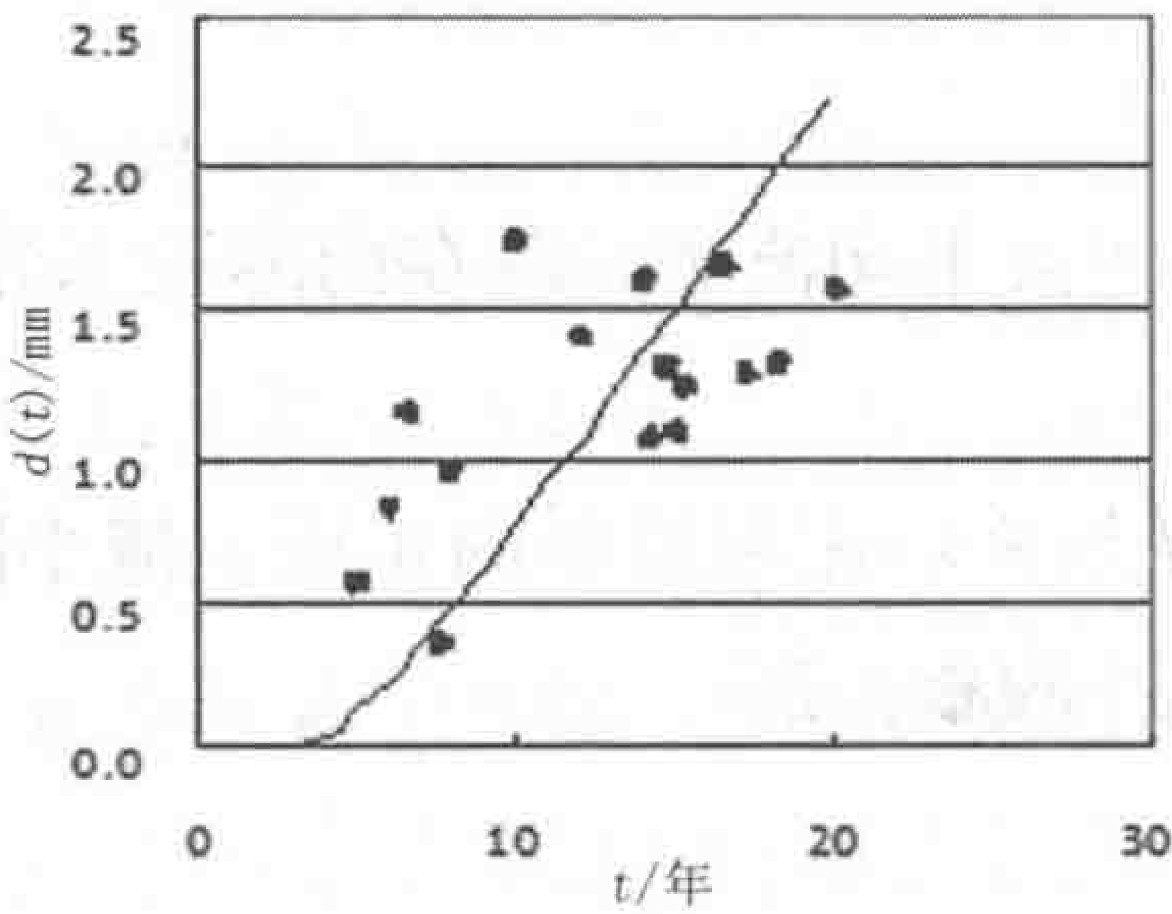


图 20.10　散货船因腐蚀而损失列板厚度

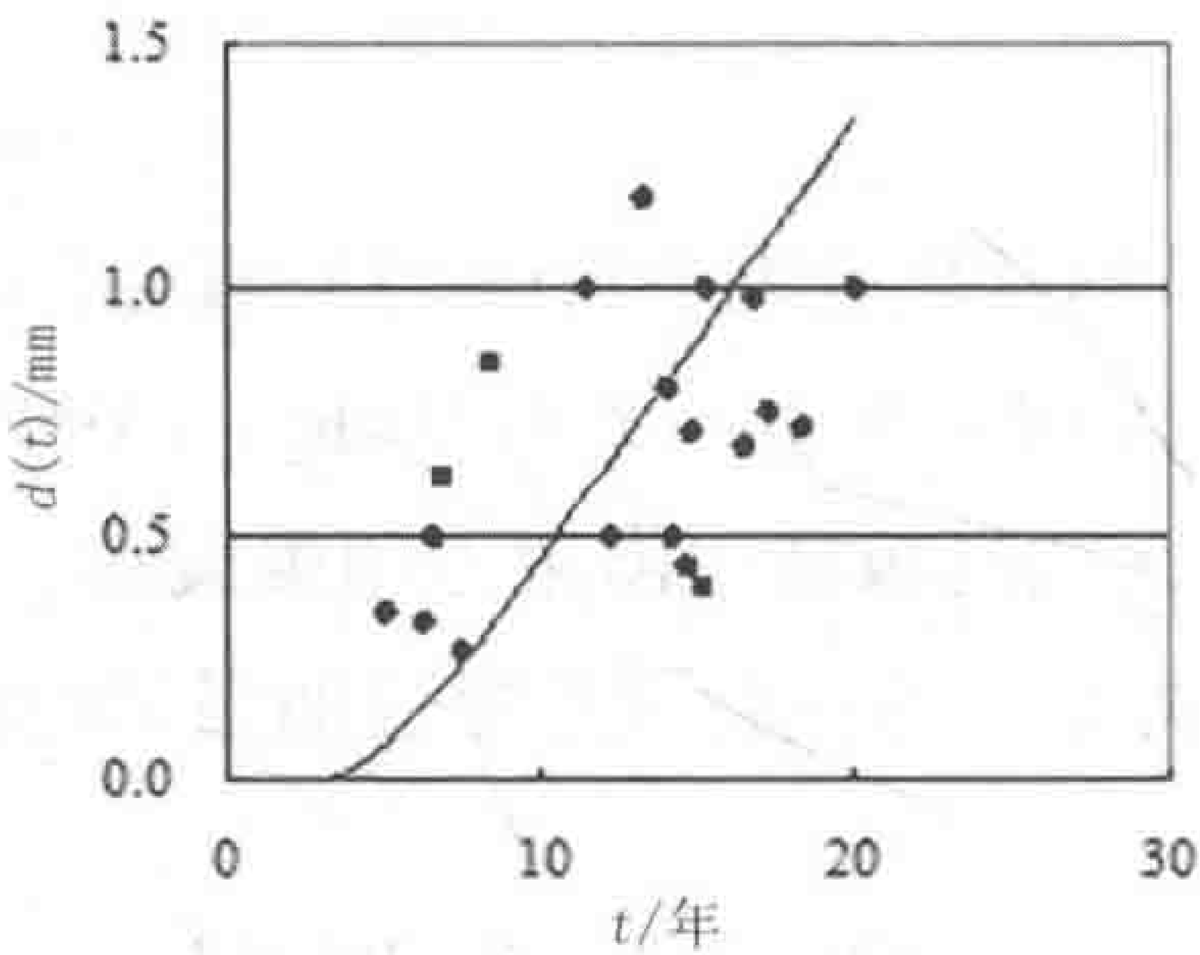


图 20.11　散货船的舷侧外板因腐蚀而损失列板厚度

代入式（20.36），可由下式得出腐蚀深度：

$$d(t)=r_{s}\left[t-(\tau_{I}+\tau_{t})+\tau_{t}e^{-\frac{t-\tau_{I}}{\tau_{t}}}\right] \tag{20.49}$$

式中：

参数 τ_I、τ_t 和 r_s 应与检查结果相匹配。

图 20.10 和图 20.11 为作为时间函数的腐蚀深度。假定涂层寿命符合 Weibull 分布：

$$f(\tau_{I})=\frac{\alpha}{\beta}\left(\frac{\tau_{I}}{\beta}\right)^{\alpha-1}\exp\left[-\left(\frac{\tau_{I}}{\beta}\right)^{\alpha}\right] \tag{20.50}$$

而且 r_s 则符合正态分布。图 20.8 和 20.9 为当前模型基于 Yamamoto（1998）的纯测量数据而复制的腐蚀深度。回归曲线旁有一些可变数据。

可承载纵向应力的加筋板格的净面积 $A(t)$ 取决于裂纹尺寸 $a(t)$ 和腐蚀深度 $d(t)$。

$$A(t)=[b_p-2a(t)][h_p-d(t)]+[h_s-a(t)t][b_s-d(t)] \quad (20.51)$$

式中：

b_p 和 h_p 为附联板的宽度和厚度；

h_s 和 b_s 为加强筋的腹板高度和厚度。

从工程视角出发，当裂纹尺寸超过之前由 CTOD（裂纹尖端张开位移）法确定的临界裂纹尺寸时，或者当腐蚀所感应的厚度缩减超过原始板厚的 25% 时，加筋板格被视为无效。

20.5　船体梁强度方程和史密斯方法的比较 Comparisons of Hull Girder Strength Equations and Smith Method

在箱梁和主船体的连续破坏分析实例中已计算出结果，用于验证当前经修正的史密斯方法的效率和精确性。这些实例源自于 Yao 等（2000）所提供的船舶与离岸结构国际会议（ISSC）的标杆计算结果，如表 20.1 所示，并结合 20.4 节所描述的经修正的史密斯方法的结果以及 20.3 节所描述的方程。

表 20.1　极限强度计算

船型	载荷条件	ISSC*		经修正的史密斯方法 /MN·m	所建议的方程 /MN·m
		平均值 /MN·m	方差		
散货船	中垂	1.52×10^4	0.07	1.53×10^4	1.53×10^4
	中拱	1.86×10^4	0.04	1.72×10^4	1.70×10^4
集装箱船	中垂	6.51×10^3	0.14	5.84×10^3	6.25×10^3
	中拱	7.43×10^3	0.08	6.93×10^3	6.80×10^3

（续表）

船型	载荷条件	ISSC*		经修正的史密斯方法 /MN・m	所建议的方程 /MN・m
		平均值 /MN・m	方差		
超大型双壳油船	中垂	2.24×10^4	0.11	1.98×10^4	2.23×10^4
	中拱	2.91×10^4	0.04	2.76×10^4	2.68×10^4
超大型单壳油船	中垂	1.72×10^4	0.02	$1.46 \times 10^{4**}$	1.70×10^4
	中拱	1.82×10^4	0.02	$1.79 \times 10^{4**}$	1.81×10^4
护卫舰模型	中垂	10.39	0.07	9.61	9.73
	中拱	12.38	0.08	12.10	12.26
FPSO	中垂	–	–	3.58×10^3	3.61×10^3
	中拱	–	–	5.14×10^3	4.90×10^3

* 结果由所有 ISSC VI.2 与会者的平均值得出（Yao, 2000）。
** 所施加的外部压力与 Rutherford 和 Caldwell（1990）的分析相一致。

程均与 Yao 等(2000)所报告的结果相吻合。图 20.12 所示为 5 种船体梁的弯矩 – 曲率响应，其中正值 M_U/M_P 为中拱情形。

FPSO 船体梁的平均弯矩 – 曲率响应如图 20.13 所示，其服务年限各不相同，每一种均考虑到疲劳和腐蚀的退化影响。曲线上的数字表示服务年限。

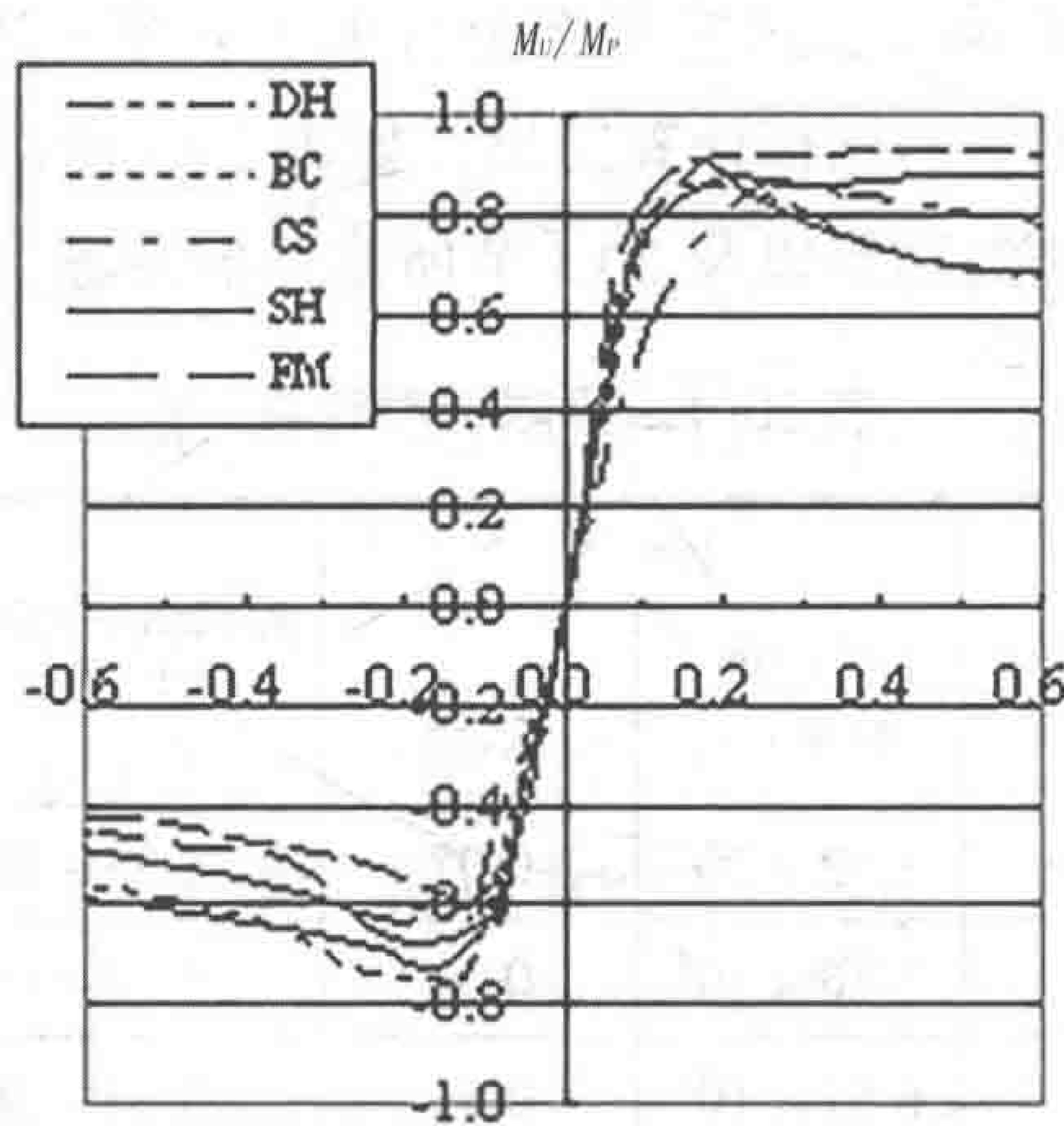


图 20.12　ISSC 标杆计算中所采用的船体梁的弯矩与曲率响应

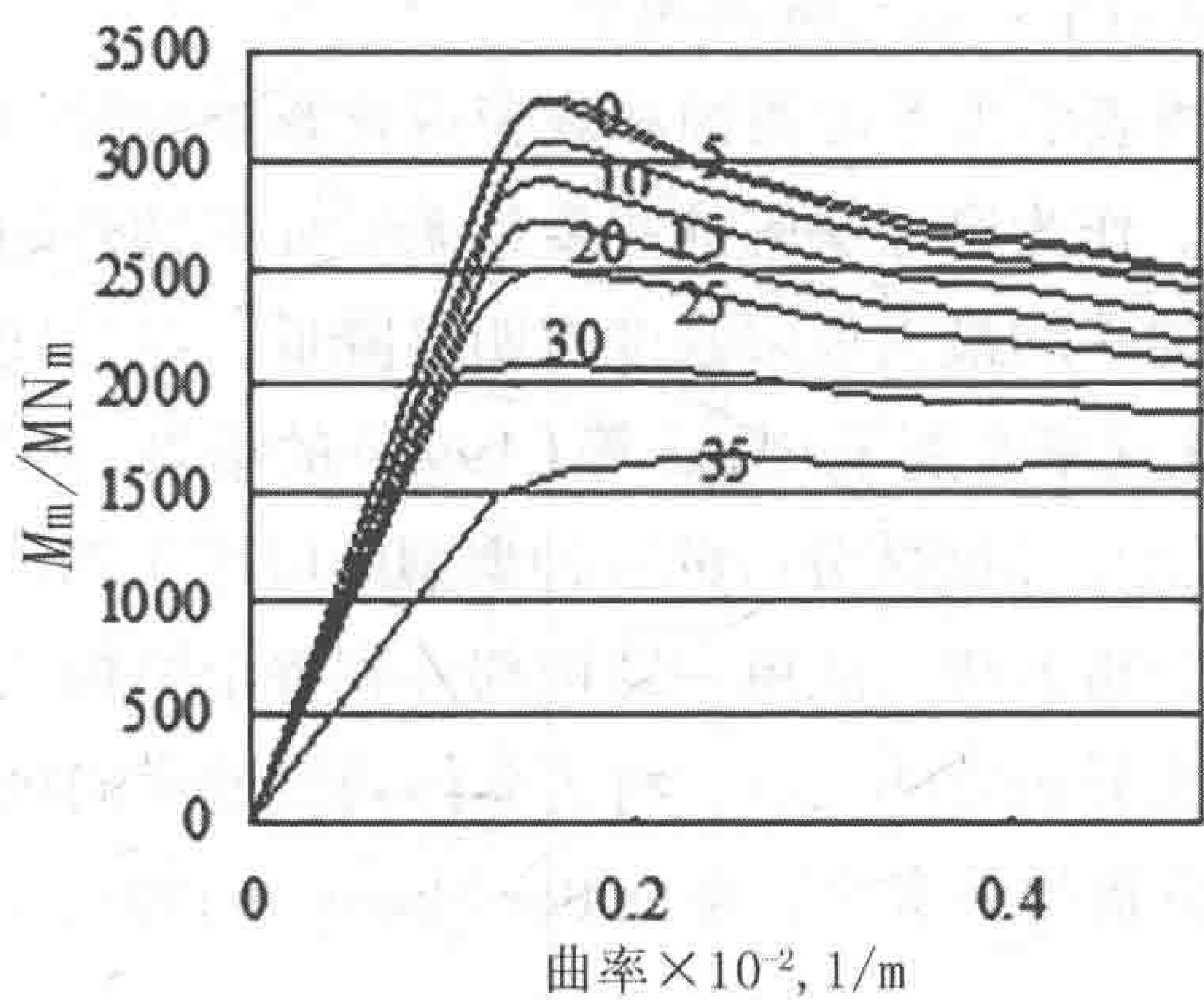


图 20.13 平均弯矩 – 曲率响应

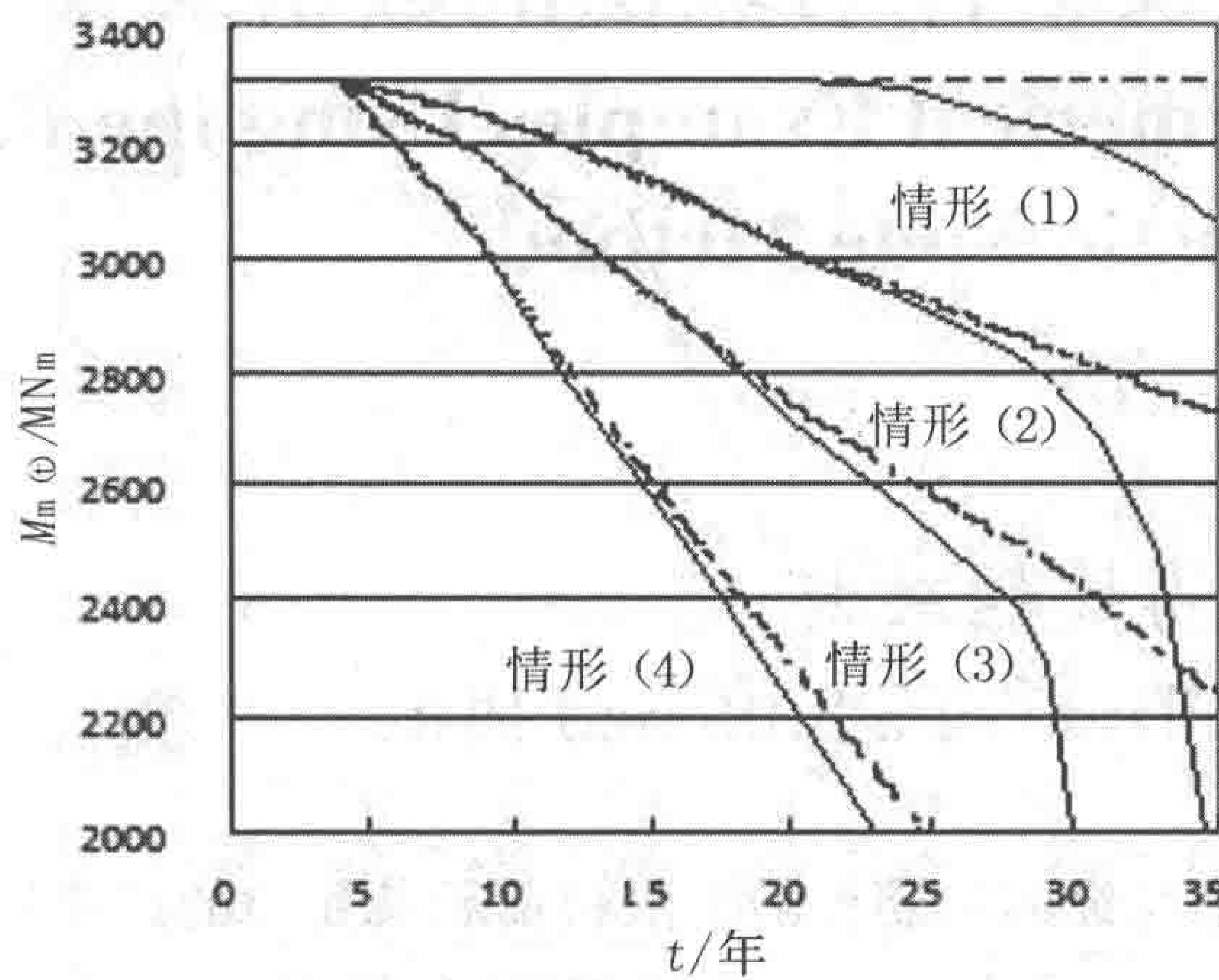


图 20.14 四种平均稳定腐蚀速率情形下的平均极限强度

根据图 20.13，很容易领会检查与维修的重要性。若不进行检查与维修，载荷承载能力将随时间而降低。

极限强度的平均最大值系作为时间函数，如图 20.14 所示，需基于 Sun 和 Bai（2001）文献中的表 2 所列的腐蚀速率来考虑退化影响的 4 种情形，即：

情形（1）：无腐蚀；

情形（2）：一半的平均稳定腐蚀速率；

情形（3）：平均稳定腐蚀速率；

情形（4）：双倍平均稳定腐蚀速率。

图 20.14 的实线表示需考虑腐蚀和疲劳退化影响的时间，而虚线则表示仅考虑腐蚀影响的时间。作为腐蚀缺陷的主要结果，如果额外的疲劳影响相对较小，则已观察到船体梁的平均最大极限强度有明显降低，尽管残余强度主要是由腐蚀速率所决定的。退化速率有别于 Ghose 等（1995）的结果，因为只考虑到疲劳影响。

本章将论述有关船体破坏分析的五种典型的应用实例。前三种实例的选取是为了核实所建议的分析方法。从单一结构部件到整个结构系统，所分析结构的复杂性各不相同。核实分析方法之后，将为船体规模的纵向极限强度和碰撞分析提供相关实例。这种分析的更多内容参见 Bendiksen,（1992）。

20.6 建议塑性节点法的数值实例 Numerical Examples Using the Proposed Plastic Node Method

20.6.1 加筋板的破坏 Collapse of a Stiffened Plate

这一方法已与纵向加筋板的极限载荷承载能力的试验调查模型进行了比较（Faulkner, D. 1976）。板在纵向上受到挤压（见图 20.15），其残余应力来自于焊接和初始挠度$\left(w_0 = 0.12\beta^2 t\right)$。加强筋也有（$L$/1 000 数量级的）初始挠度。如图 20.16 所示，载荷 - 端缩曲线经由采用两单元的现有模型所得出。所得出的屈曲载荷在 2% 的范围内与试验结果吻合。总之，加载面的位置就是决策参数。

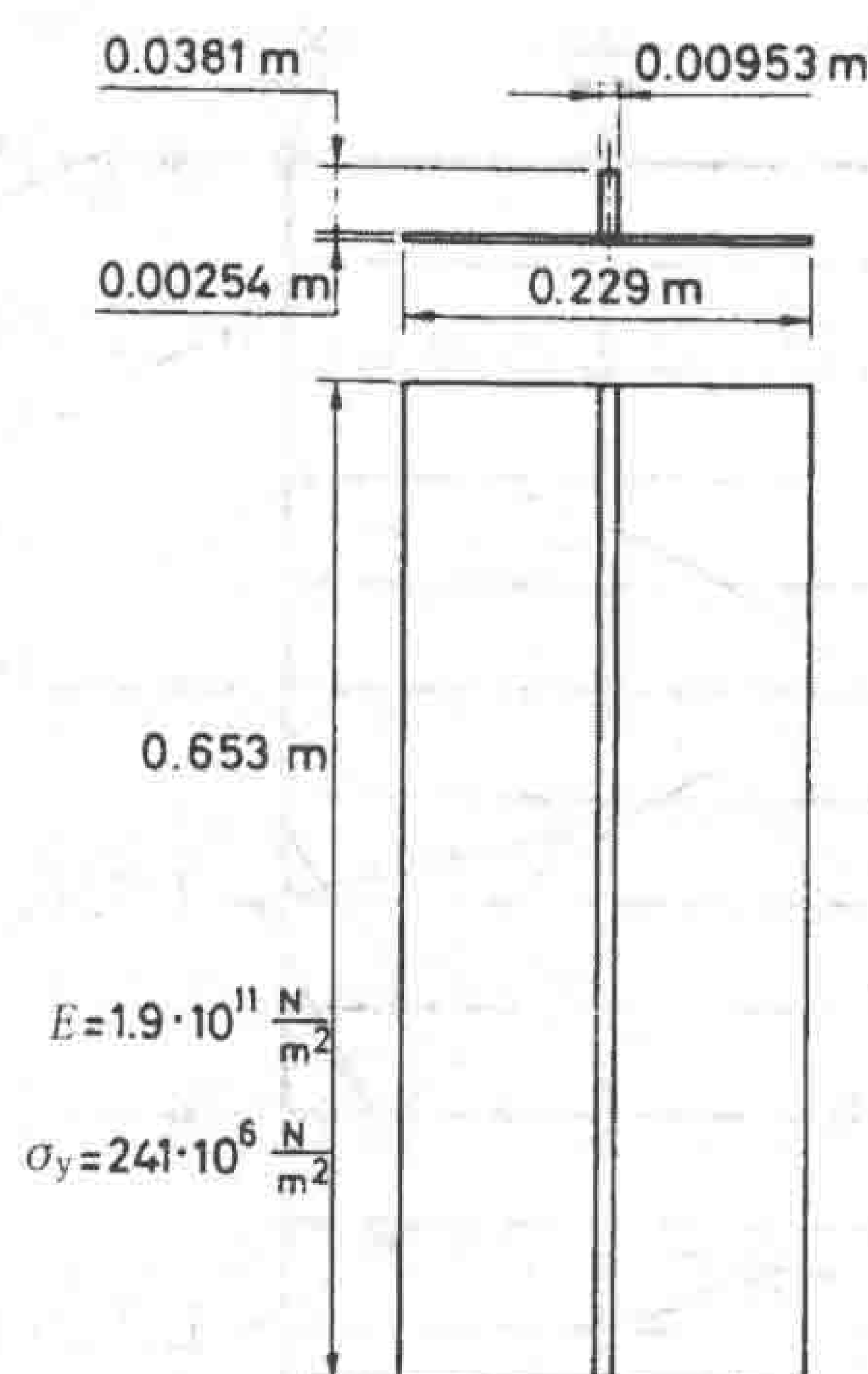


图 20.15　加筋板

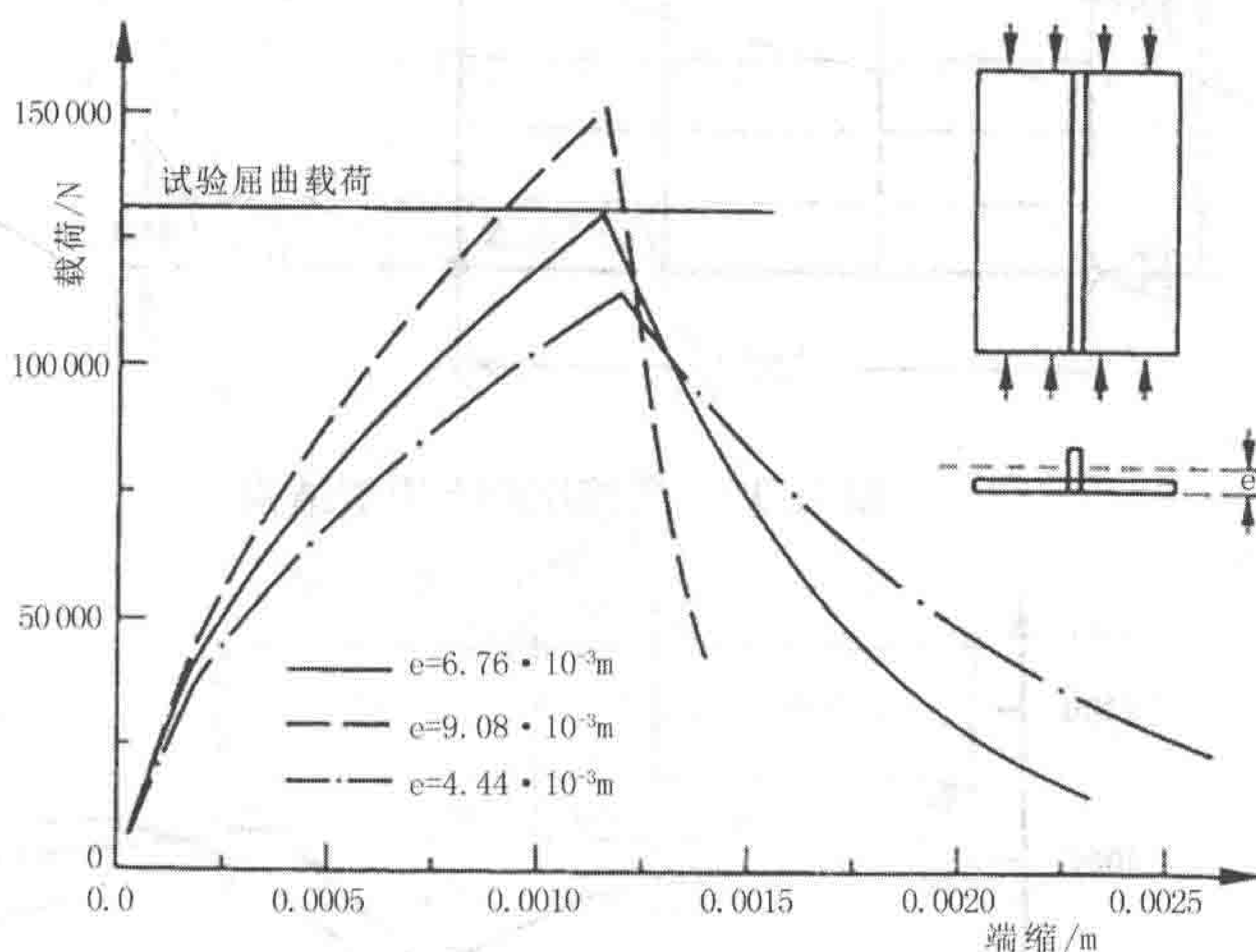


图 20.16　加筋板的载荷端缩曲线

20.6.2　上甲板结构的破坏 Collapse of an Upper Deck Structure

如图 20.17 所示的下一个实例是一种纵向和横向加筋板。板的分析借助于 ISUM 方法的 4 节点板单元进行，由 Ueda 等（1986）完成。板的平均初始挠度为 $w_0/t=0.25$，焊接残余应力为 $\sigma_r/\sigma_y=0.2$。在这一实例中无需考虑中性轴的移动情况。如图 20.18 所示，分析结果表明 4 节点 ISUM 方法与当前的方法非常吻合。两种方法均在屈曲载荷和端缩载荷方面进行了评估，且仅采用 24 个节点。

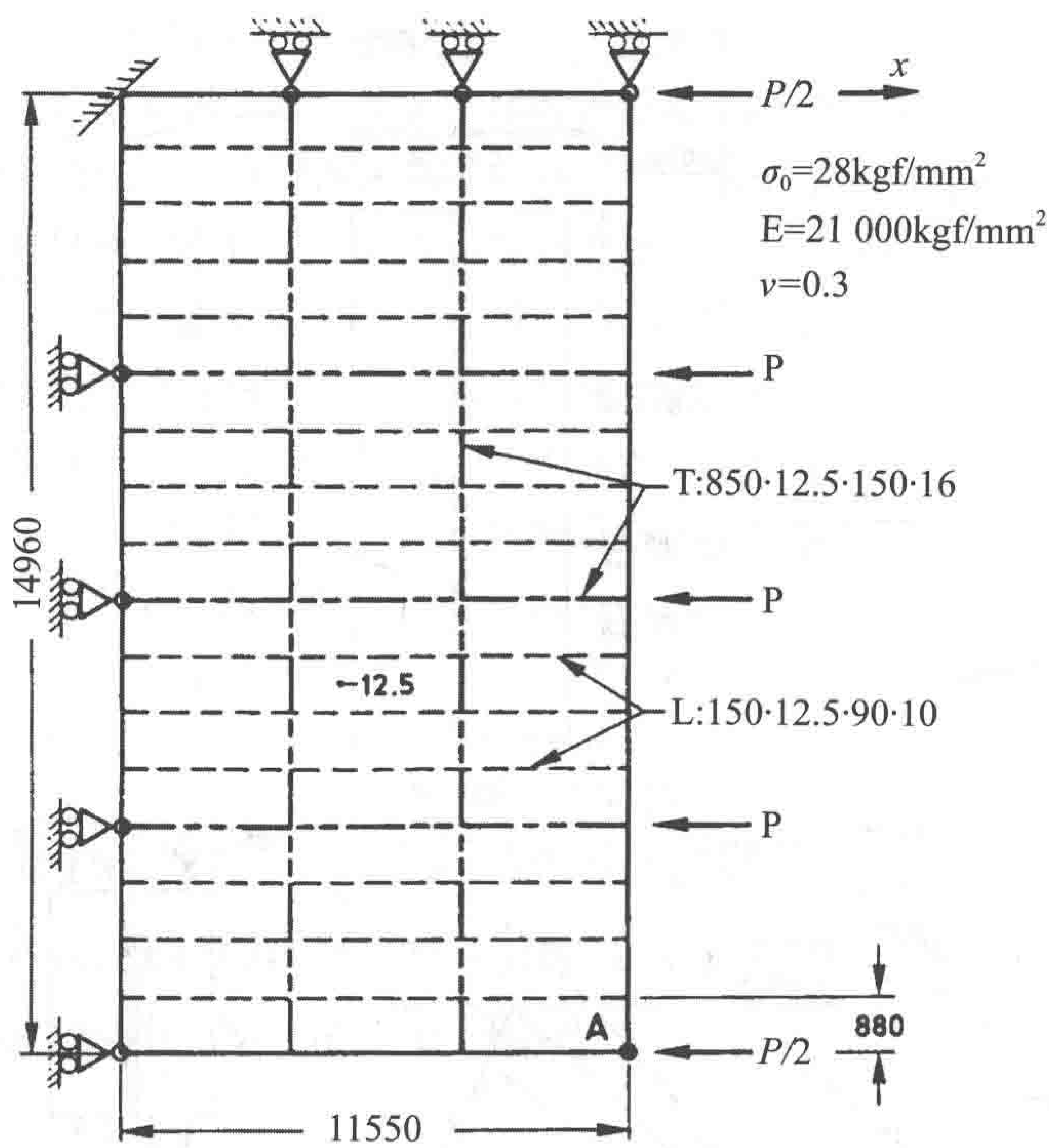


图 20.17　受挤压的上甲板结构

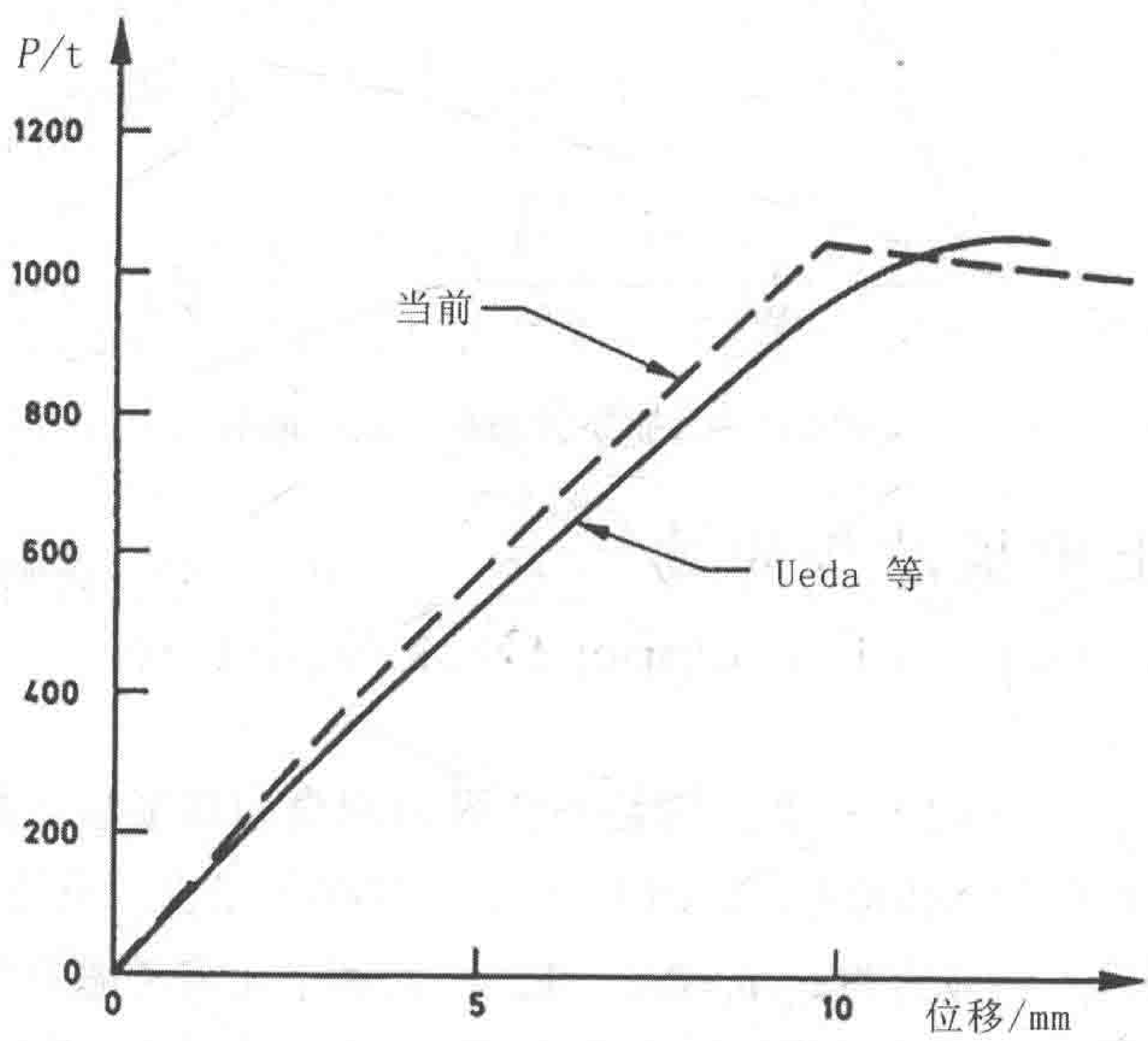


图 20.18　甲板结构的载荷 – 位移曲线

20.6.3　加筋箱梁的破坏
Collapse of Stiffened Box Girders

本方法已与根据船体模型的纵向极限强度所得出的试验结果做了比较（Nishihara, 1984）。试验的构成为受 4 节点弯曲载荷作用下的船体模型。当前的计算分析系将船体中截面的精细模型与简支梁相结合，后者为船体的低应力末端做了建模。这是通过中性轴外部节点的转换而实现的；其允许将横截面上的许多纵向板单元与分析模型每一个末端上的一个节点相结合。

如果原始板和整体挠度分别为$0.12\beta^2 t$ 和 $L/1\ 000$ 数量级，且残余应力水平为 σ_r/σ_y=0.1，那么如图 20.20 所示的类油船截面的结果（谱 MST-3 法）则与如图 20.19 所示的实验结果进行比较。图 20.20 所示为该分析与试验相吻合，初始缺陷降低极限弯矩约 14%。而且，经分析得出的全塑性弯矩 M_P =787kN·m 是当前模型的良好预测值。

图 20.21 为船体中截面的边界条件模型。

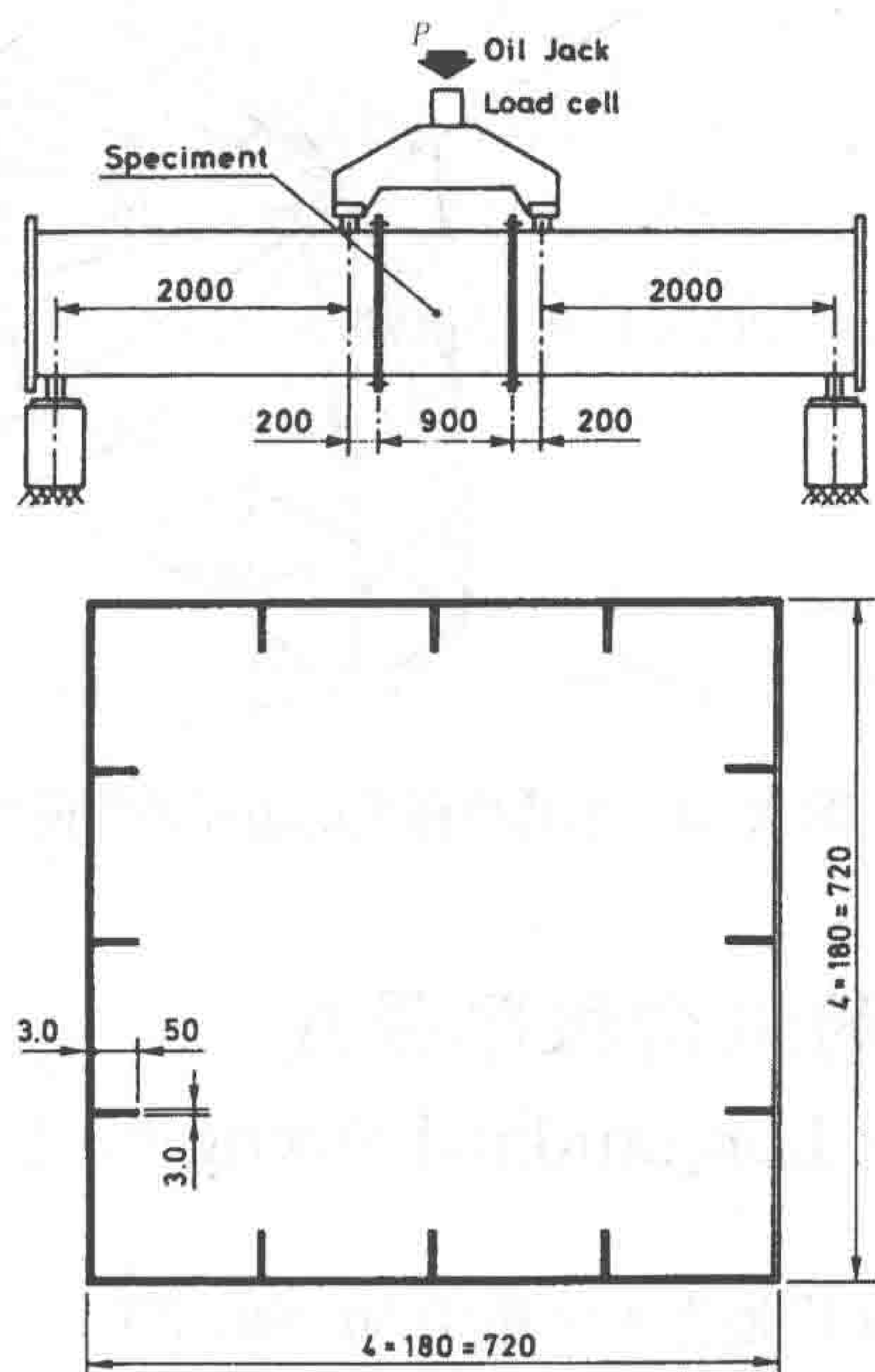


图 20.19　油船模型，测量单位为 mm

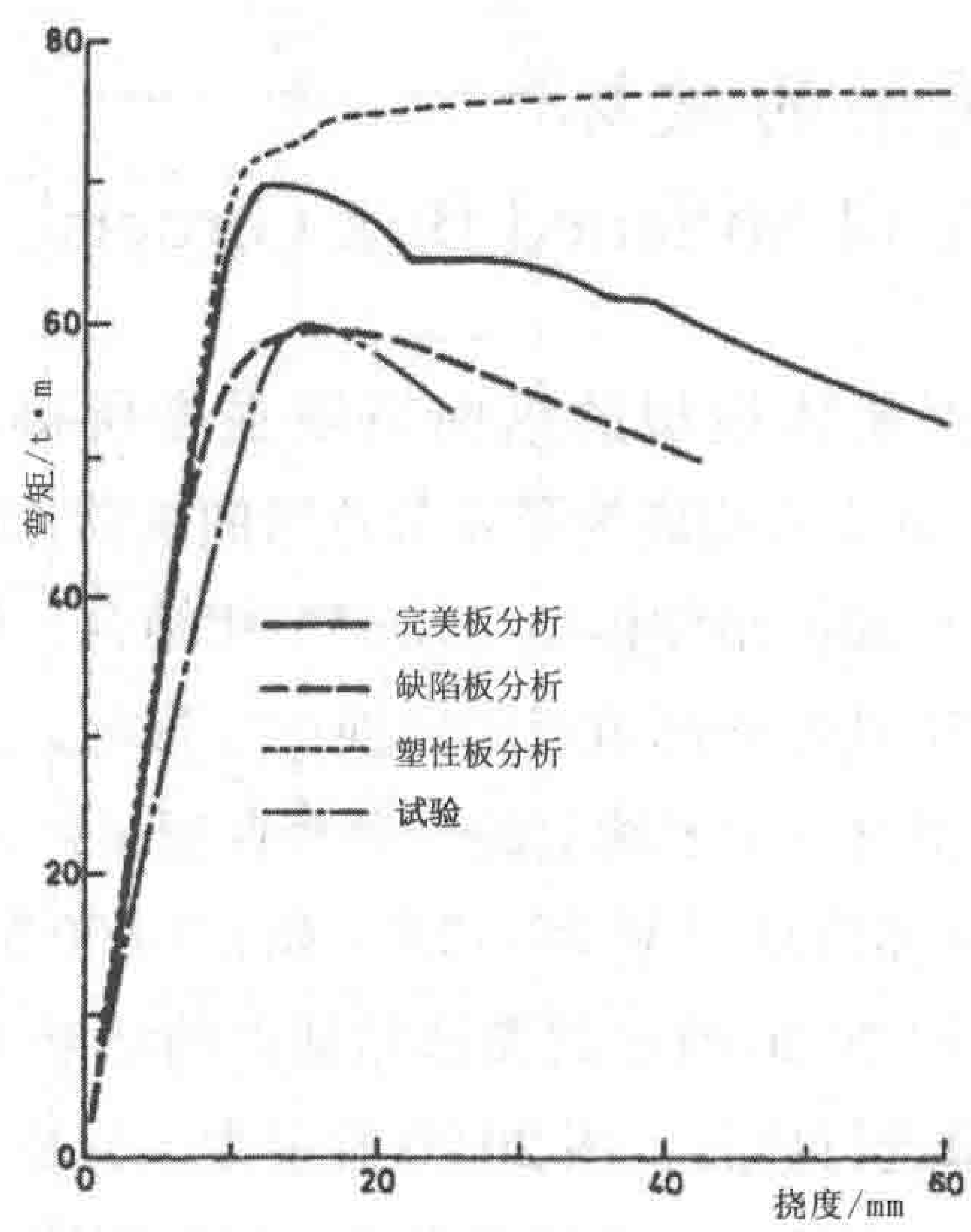


图 20.20　油船模型的极限特性

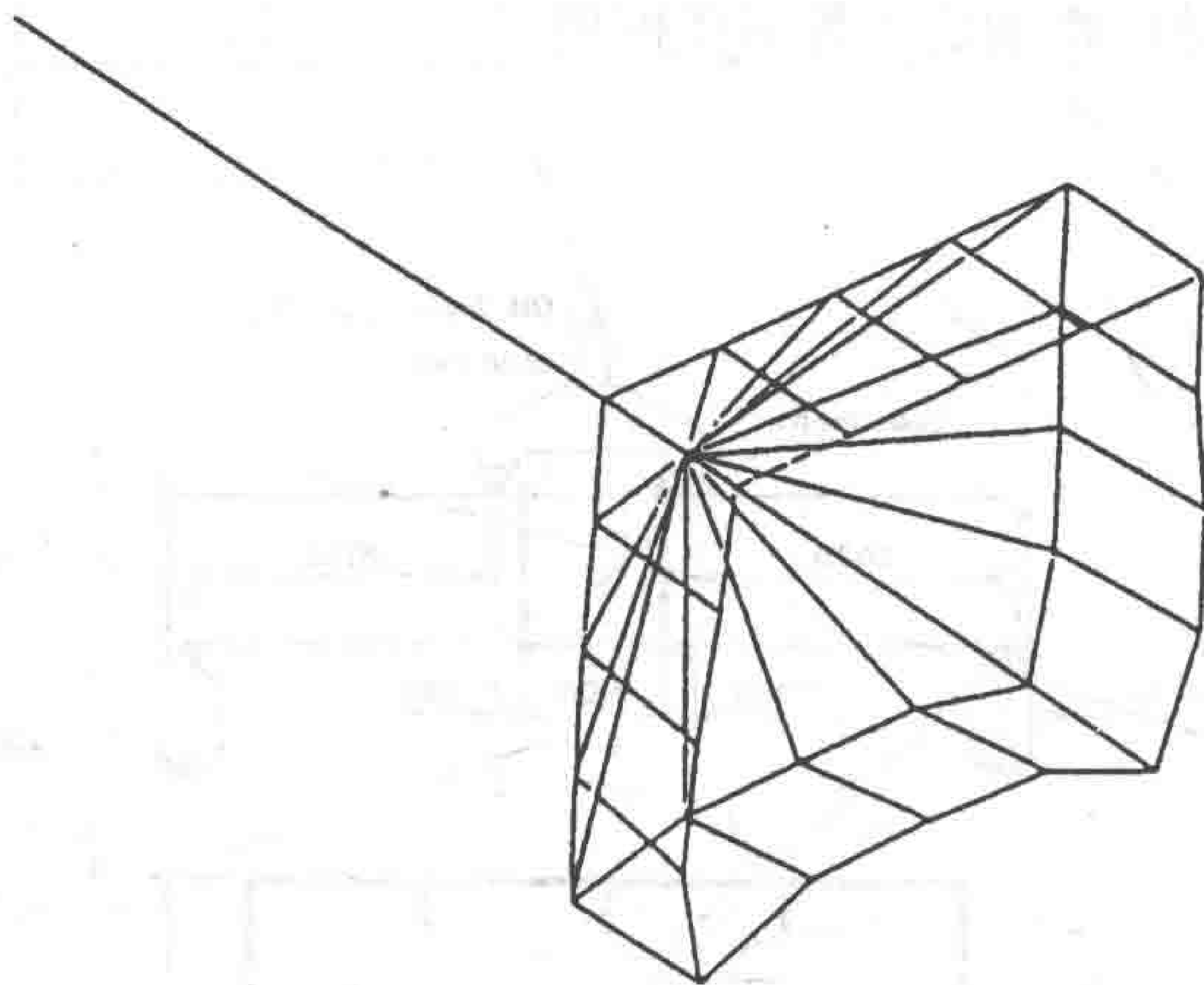


图 20.21　船体中截面的边界条件模型

20.6.4　船体梁的纵向极限强度 Ultimate Longitudinal Strength of Hull Girders

纵向极限强度的计算是为了应用于 60 000DWT 双壳双底成品油船。由于对称性，仅为四分之一中心舱建模（见图 20.22）。边界条件均在对称面上做了规定。

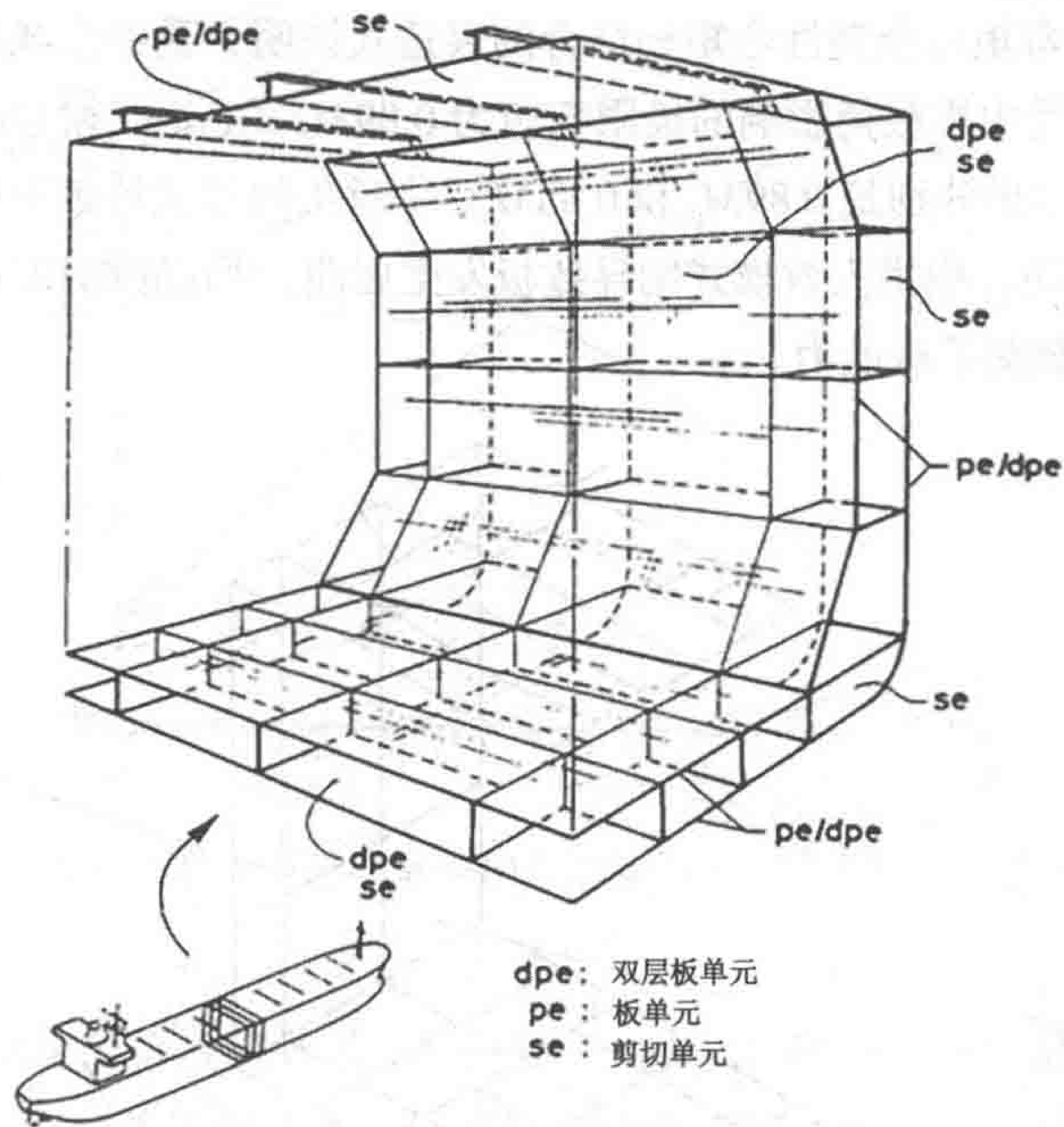


图 20.22　精细模型的范围为四分之一舱

由于是纯弯矩，故可有效假定平面边界仍为平面。因此，在中心舱的前端仅采用一个节点。而且有可能为中性轴外的节点进行转换。截面末端加载一垂直弯矩，其由当前的刚度参数法进行控制。可以通过计算以纯弯矩的方式为船体加载，而无需了解船体中性轴的新位置。需注意，在这一方法中并不限制平面截面仍保持平面状，除非仅由一个节点所描述的末端截面。船体的曲率 - 弯矩关系如图 20.23 所示，系与全塑性弯矩进行比较。

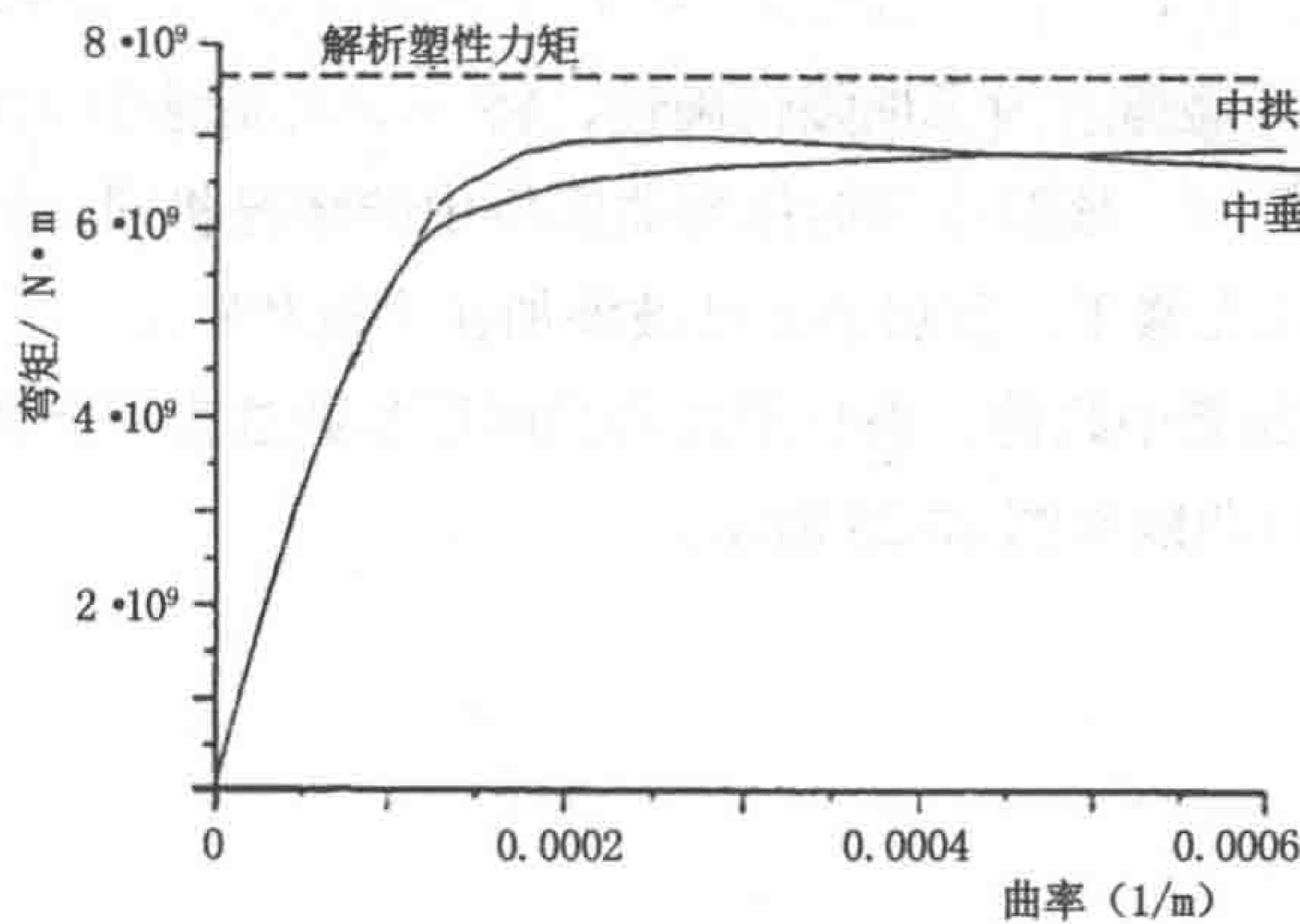


图 20.23　船体的弯矩与曲率关系

将极限弯矩与全塑性弯矩相结合的表达式说明，受中垂载荷影响的极限弯矩为 0.86M_p，受中拱载荷影响的极限弯矩为 0.89M_p（Frieze 和 Lin, 1991）。当前分析所给出的结果分别是 0.89M_p 和 0.88M_p。中垂失效模式导致甲板出现整体屈曲，如图 20.24 所示。中拱失效模式则导致板发生屈曲，并在底部和部分侧面出现塑性，而且限制了载荷承载能力。

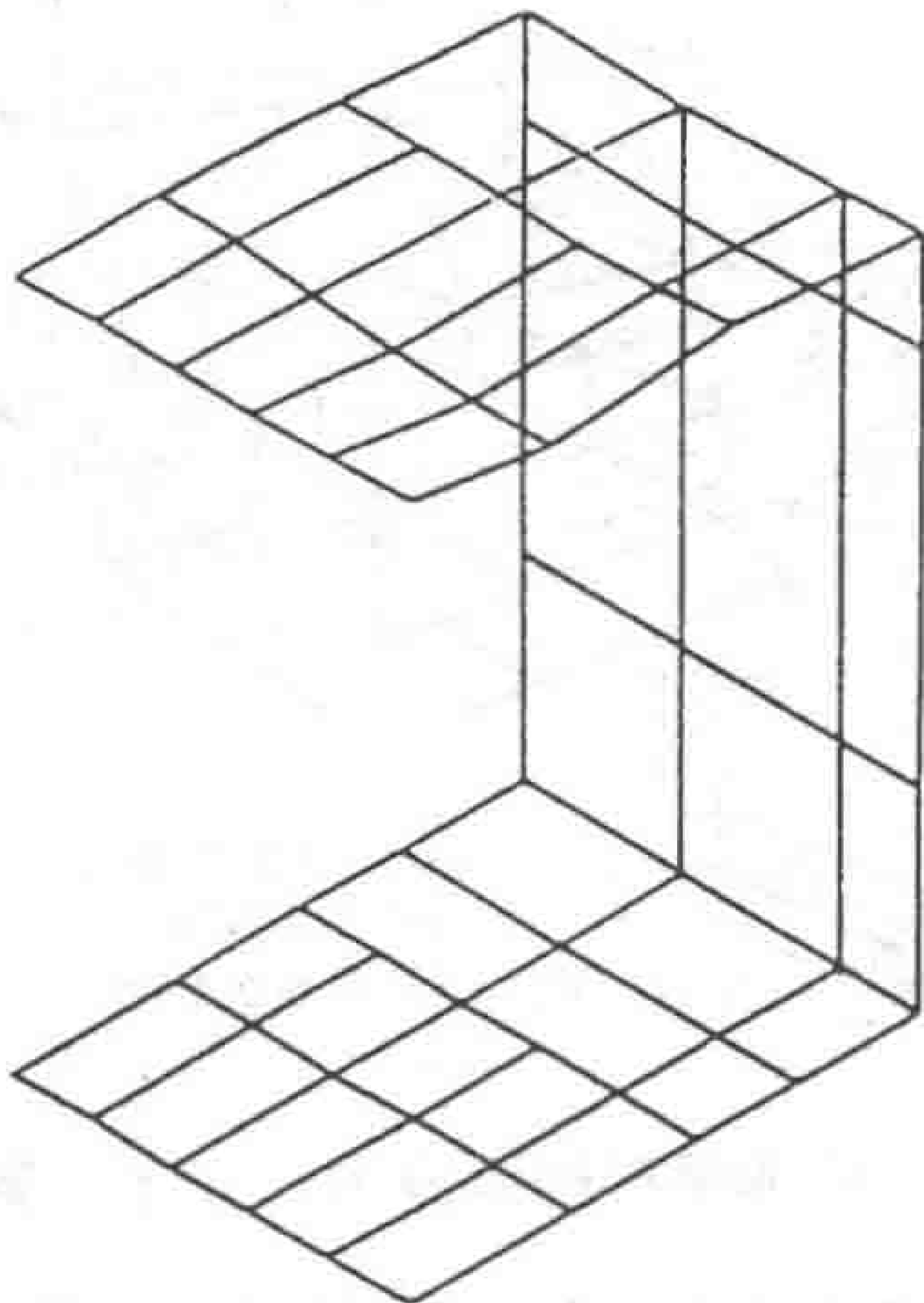


图 20.24　中垂时的挠曲形状

20.6.5 侧面碰撞的准静态分析 Quasi-Static Analysis of a Side Collision

下一个实例是侧面碰撞。为了加强精确性，将一个无限刚性的目标强行加入准静态分析中的船体侧面。该船体与船体弯曲实例中的情况相同；因此，本实例所采用的有限元模型几无修正。剪切单元已被添加在甲板和底部。

在侧面的中部施加集中载荷，而且采用当前刚度参数法来控制该载荷。本实例中的力 - 锯齿形凹口曲线如图 20.25 所示。

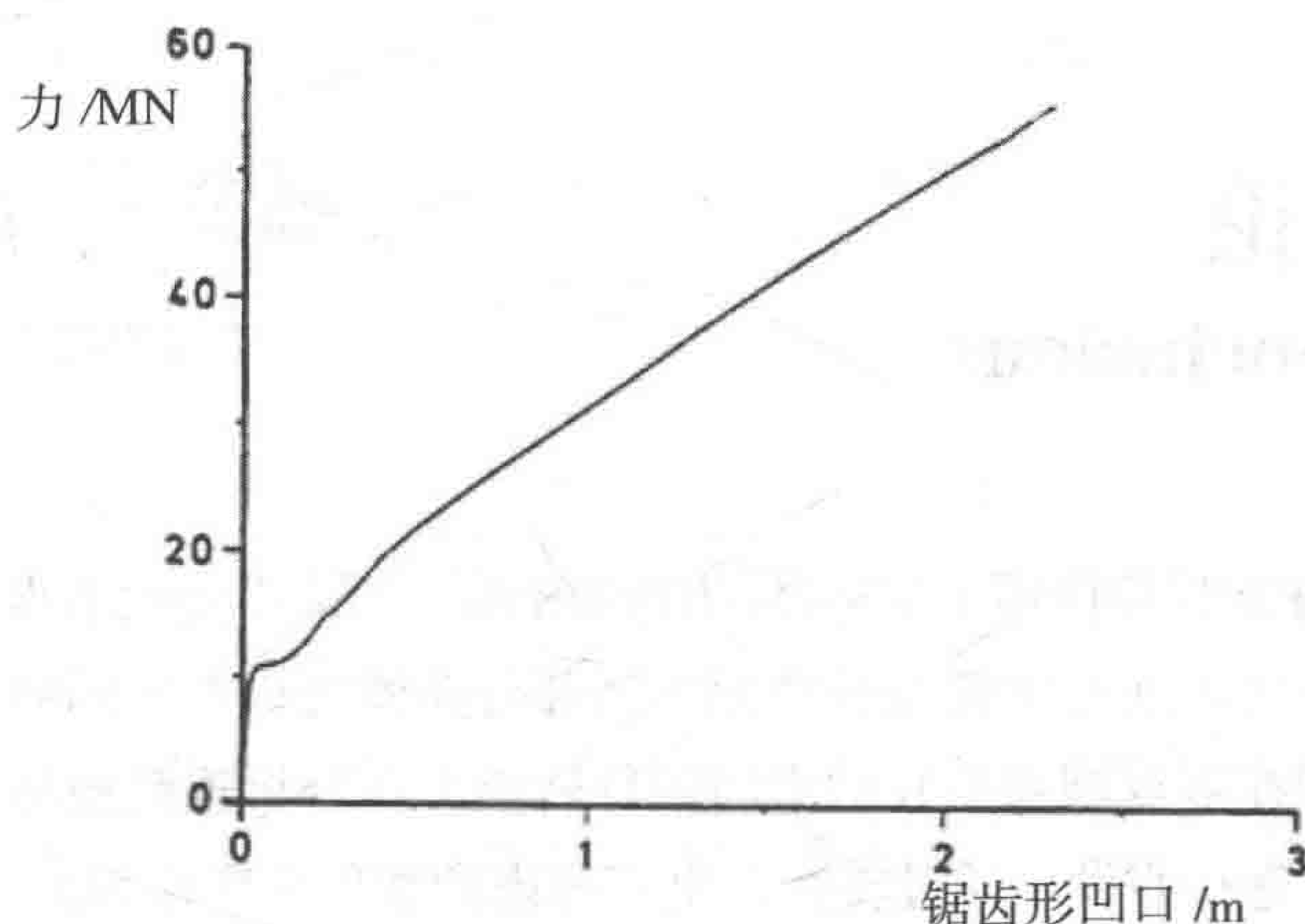


图 20.25　受集中力作用下的准静态加载船体的力 – 锯齿形凹口曲线

其结果可与简化分析进行比较（Søreide, 1981）。第一阶段中最大的力可作为使纵梁遭受破坏的载荷进行计算，好像这是塑性机制一样。假定计算得出的梁宽为 5m 时其被固定住，其破坏载荷则为 46.65MN·m，而且最后一个阶段的载荷为

$$P_0=\frac{46.65\text{MN}\cdot\text{m}}{2.5\text{m}}=18.6\text{MN}$$

这非常接近如图 20.25 所示的结果。

在第二阶段，由两舷侧外板中的膜力承受载荷。可将简化计算结果用于验证数值结果。

在本实例中，假定拉伸发生在 5% 等效应变处。计算显示，碰撞点附近的垂直单元在 1.5m 锯齿形凹口处开始拉伸。当纵向单元在碰撞点和 2.3m 锯齿形凹口处开始拉伸时，计算结束。

20.7 结论
Conclusions

受弯曲和碰撞载荷作用下的船体的连续破坏，已采用塑性节点法（PNM）进行研究。并已导出加筋板建模的新单元。当部分建模结构在不同的有限元网格中实现结合时，即在节点轴与中性轴之间进行转换。在分析连续破坏时，未就船体梁的中性轴位置进行假设。通过转换，也需考虑到板单元中性轴的移动情况。

经 PNM 法得出的结果已与试验结果和其他的数值解进行比较，其已将板和整体屈曲所面临的问题包括在内。这一比较似乎与这些简单的实例相吻合。

当前的 PNM 法已与针对油船纵向极限强度的试验进行比较。计算时已考虑到采用和不采用原始板缺陷两种情形。忽略板的缺陷时，极限载荷高出 16%。

本文所示为现有双壳成品油船的纵向极限强度的计算结果。极限弯矩与塑性弯矩之比与经验预测结果进行比较，结果显示相吻合。分析结果不仅有极限弯矩，而且也有极限失效模式。中垂失效可能是最为显著的。

最后，PNM 法被用于为侧面中间受集中力作用下的双壳成品油船导出力 - 锯齿形凹口曲线。准静态分析所导出的力 - 锯齿形凹口曲线与近似法相吻合。

本项工作表明，结合了新单元的塑性节点法系与现有的船体破坏载荷的近似法相吻合，而且为连续失效提供了更为详细的信息。在此方面，塑性节点法对通用有限元法的处理是采用更为有效、更为简便的单元网格进行的。

引入经修正的史密斯方法，即通过采用列板有效宽度表达式来计算出船中截面的纵向弯矩。经修正的史密斯方法考虑到了制造缺陷，包括加强筋的初始偏心率、列板的初始残余应力和挠度。腐蚀缺陷系作为随机稳定腐蚀速率的指数时间函数加以考虑，其被假定使板厚均速缩小。裂纹扩展系基于 Paris–Erdogen 方程实现预测。裂纹开裂时间和涂层寿命均需考虑在列。

建议采用估算船体梁极限强度的方程。由 Yao 等 （2000）在 ISSC 标杆计算中所采用的船体梁系应用于检查这一方程的精度。该方程给出了相当合理的结果以及会有助于估算弯矩强度这一点已得到论证。

20.8 参考文献
References

[1] Andersen, T. L., (1988), Ductile and Brittle Fracture Analysis of Surface Flows Using CTOD, Experimental Mechanics, pp. 188–193.

[2] Bai, Y., Bendiksen, E. and Pedersen, P. Terndrup (1993) Collapse Analysis of Ship Hull, J. of Marine Structures, Vol.6, pp. 485–507.

[3] Bai, Y. & Pedersen, P. Terndrup, (1991), Earthquake Response of Offshore Structures, Proceedings of the 10th Offshore Mechanics and Arctic Engineering Conference, OMAE' 91, Vol. 1, Part B, Stavanger, pp. 571–578.

[4] Bai, Y. & Pedersen, P. Terndrup, (1993), Elastic–PlasticBehaviour of Offshore Steel Structures Under Impact Loads, Internat. J. Impact Engng, 13(1) pp.99–115.

[5] Bai, Y., (1991), SANDY – A Structural Analysis Program for Static and Dynamic Response of Nonlinear Systems. Theoretical Manual and Demonstration Problem Manual, Version 2. Department of Ocean Engineering, The Technical University of Denmark, August 1991.

[6] Bai, Y. (2001), Pipelines and Risers, Elsevier Science Ocean Engineering Book Series.

[7] Bathe, L, (1982), Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice–Hall, Englewood Cliffs, NJ, pp. 200–210.

[8] Bendiksen, E., (1992), Hull Girder Collapse, Ph.D. Dissertation, Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, The Technical University of Denmark.

[9] Bergan, P. G. &Sorelde, T. H., (1978), Solution of Large Displacement and Instability Problems Using the Current Stiffness Parameter, In Finite Elements in Nonlinear Mechanics, ed. P. G. Bergan, et al. Tapir, pp. 647–699.

[10] Burdekin, F. M. & Dawes, M. G., (1971), Practical Use of Linear Elastic and Yielding Fracture Mechanics With Particular Reference to Pressure Vessels, In Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers Conference, London, May 1971.

[11] Caldwell, J. B., (1965), Ultimate Longitudinal Strength, Trans. Royal Inst. Nav. Arch., 107, (1965) 411–430.

[12] Carlsen, C. A., (1977), Simplified Collapse Analysis of Stiffened Plates, Norwegian Maritime Research, 5(4) pp. 20–36.

[13] Chen, Y. K., Kutt, L. M., Plaszczyk, C. M. & Bieniek, M. P., (1983), Ultimate Strength of Ship Structures, Trans. Soc. Nav. Arch. and Marine Engrs., 91 pp. 149–168.

[14] Evans, J.H., (1974), Ship Structural Design Concepts, Cornell Maritime Press.

[15] Faulkner, D., (1975), A Review of Effective Plating for Use in the Analysis of Stiffened Plating in Bending and Compression, J. Ship Research, 19(1) pp. 1–17.

[16] Faulkner, D., (1976), Compression Test on Welded Eccentrically Stiffened Plate Panels, In Steel Plated Structures, ed. P.J. Dowling, J.E. Harding & P.A. Frieze. Crosby Lockwood Staples, London.

[17] Faulkner, D. and Sadden, J.A. (1979), Toward a Unified Approach to Ship Structural Safety, Trans. RINA,Vol.121, pp. 1- 38.

[18] Frieze, P.A. and Lin, Y.T. (1991), Ship Longitudinal Strength Modeling for Reliability Analysis, Proc. of the Marine Structural Inspection, Maintenance, and Monitoring Symposium, SSC/SNAME, pp.III.C.

[19] Ghose, DJ et al. (1995), Residual Strength of Marine Structures, Ship Structure Committee, SSC–381.

[20] GuedesSoares, C and Garbatov, Y. (1996), Fatigue Reliability of the Ship Hull Girders, Marine Structures, 9: 495–516.

[21] GuedesSoares, C and Garbatov, Y. (1999), Reliability of Corrosion Protected and Maintained Ship Hulls Subjected to Corrosion and Fatigue, Journal of Ship Research, 43:2 65–78.

[22] Hughes, O. (1983), Ship Structural Design, A Rationally Based, Computer Aided, Optimization Approach, John Wiley & Sons, New York, pp. 432–436.

[23] Ito, H., Kondo, K., Yoshimura, N., Kawashima, M. & Yamamoto, S. (1984), A Simplified Method to Analyse the Strength of Double Hulled Structures in Collision, J. Soc. Nav. Arch. Japan, 156 pp. 283–296.

[24] Kinkead, A. N. (1980), A Method for Analysing Cargo Protection Afforded by Ship Structures in Collision and Its Application to an LNG Carrier, Trans. Royal Inst. Nav. Arch., 122 pp. 299–323.

[25] Mansour, A. and Faulkner, D. (1973), On Applying the Statistical Approach to Extreme Sea Loads and Ship Hull Strength, RINA Trans, Vol. 115, pp. 277–313.

[26] Mansour, A. E. & Thayamballi, A. (1980), Ultimate Strength of a Ship' s Hull Girder Plastic and Buckling modes, SSC Report–299, Ship Structure Committee.

[27] Mansour, A. (1997), Assessment of Reliability of Ship Structures, SSC–398, Ship Structures Committee.

[28] MeDermott, J. F., Kline, R. G., Jones, E. J., Maniar, N. M. & Chang, W. P., (1974), Tanker Structural Analysis for Minor Collisions, Trans. Soc. Nav. Arch. and Marine Engrs, 82, 382–416.

[29] Nishihara, S., (1984), Ultimate Longitudinal Strength Modeling, Naval Architecture and Ocean Engineering (SNAJ Publication), 22, pp. 200–216.

[30] Paik, J. K., (1990, 1991) Ultimate Longitudinal Strength–Based Safety and Reliability Assessment of Ship' s Hull Girder, J. Soc. Nav. Arch. Japan, 168 (1990) 395–407 and 169 (1991) 403–416.

[31] Pedersen, P. Terndrup & Jensen, J. Juncher, (1983), Strength Analysis of Maritime Structures, Part 2 Numerical Methods, Den Private Ingeniorfond, Copenhagen, 1983 (in Danish).

[32] Rahman, M K and Chowdhury, M. (1996), Estimation of Ultimate Longitudinal Strength of Ships and Box Girders, Journal of Ship Research, 40: pp.244–257.

[33] Rutherford, S E and Caldwell, J B. (1990), Ultimate Longitudinal Strength of A Ship' s Hull, Trans. SNAME, pp.441–471 (Vol. 98).

[34] Smith, C S, (1975), Compressive Strength of Welded Steel Ship Grillages, Trans. RINA, 117(1975), pp. 325–359.

[35] Smith, C. S., (1977), Influence of Local Compressive Failure on Ultimate Longitudinal Strength of a Ship' s Hull, Proc. of International Symposium on Practical Design in Shipbuilding (PRADS). Society of Naval Architects of Japan, Tokyo, Oct. 1977, pp. 73–79.

[36] Smith, C. S., (1981), Imperfection Effects and Design Tolerances in Ships and Offshore Structures, Trans. Inst. Engrs, Shipbuilder Scotland, 124 (1981) 37–46.

[37] Sun, H.H. and Bai, Y. (2001), Time–Variant Reliability of FPSO Hulls, Trans. Soc. Nav. Arch. and Marine Engrs., Vol. 109.

[38] Søreide, T.H., (1981), Ultimate load analysis of marine structures, Tapir, Trondheim, 1981.

[39] Ueda, Y., Rashed, S. M. H. & Paik, J. K., (1984, 1986), Plates and stiffened plate units of the Idealized Structural Unit Method, J. Soc. Nav. Arch. Japan 156 (1984) 366–377 and 160 (1.986) 318–36 (in Japanese).

[40] Ueda, Y. & Yao, T., (1982), The Plastic Node Method: A new method of plastic analysis, Comput. Meths. Appl. Mech. Engng, 34 1089–106.

[41] Valsgård, S. &Pettersen, E., (1982), Simplified nonlinear analysis of ship/ship collisions, Norwegian Maritime Research, 10(3) pp. 2–17.

[42] Valsgård, S. & Steen, E., (1991), Ultimate hull girder strength margins in present class requirements, The Marine Structural Inspection, Maintenance and Monitoring Symposium, III B–1–19, Society of Naval Architects and Marine Engineers, Arlington, VA, 1991.

[43] Vasta, J. (1958), Lessons Learned From Full–Scale Structural Tests, Trans SNAME, Vol. 66, pp. 165–243.

[44] Van Mater, P. R., Glannotti, J. G., Jones, N. &Genalls, P., (1979), Critical Evaluation of Low Energy Ship Collision–Damage Theories and Design Methodologies, Vol. 11 SSC Report–285, Ship Structure Committee, Washington, April 1979.

[45] Viner, A.C. (1986), Development of Ship Strength Formulation, Proc. of Int, Conf. On Advanced in Marine Structures, Elsevier, pp. 152–173.

[46] Xu, X D., Cui, W. et al. (2000), An Experimental and Theoretical Study on Ultimate Strength of A Box Girder, Journal of Ship Mechanics, 4:5: pp.36–43.

[47] Yao, T and Nikolov, P I. (1991, 1992), Progressive Collapse Analysis of a Ship' s Hull under Longitudinal Bending (1st and 2nd Reports), J. SNAJ , 171(1991): 449–461 and172(1992): 437–446.

[48] Yao T et al.(2000),Ultimate Hull Girder Strength, ISSC Special Task Committee, VI.II. Proc.14th, Nagasaki, Japan.

[49] Yamamoto, N. (1998), Reliability Based Criteria for Measures to Corrosion, Proc.17th OMAE' 98, New York, USA: ASME.

第21章 撞击载荷下的海洋结构

Offshore Structures Under Impact Loads

21.1 概述
General

离岸结构因船舶 - 平台的严重碰撞而产生较大的塑性变形。作为一种动态现象，此类碰撞已经在材料、环境方面造成后果，并使人类付出代价。在设计阶段就应对平台的动态碰撞响应进行分析。这种预警可确保结构有足够的强度来承受冲击，因此使得发生严重碰撞破损的概率较低。

Petersen 和 Pedersen （1981）以及 Pedersen 和 Jensen （1991）指出，在轻微碰撞后会有大量的有效动能作为弹性振动能量被储存在受损结构中。在此情况下，整体动态载荷的影响显著，因此须建立适用于冲击和受击结构的结构系统运动方程，并予求解。结构系统在碰撞期间的弹塑性变形模式可分为①冲击船舶的锯齿形凹口；②受击构件的局部锯齿形凹口；③受损结构的整体变形。在早期的研究中，将受损结构的响应视为线性模式对待，不包括受击构件。这种分析法忽略了对受损结构的弹塑性变形特性进行分析与处理的可能性。

本章基于 Bai 和 Pedersen （1993）来论述钢质离岸结构的动态响应。在此将导出一组方程，用以描述结构系统的局部以及整体弹塑性特性。然后在给定时域内对这些高非线性方程求解。为了导出这些方程，需对能够为受击管状构件的局部锯齿形凹口进行建模的非线性力 - 变形关系进行计算。方程的导出系基于线性弹性解、Ueda 等（1989）的数值结果以及 Smith（1983）和 Ellinas 和 Walker（1983）的试验结果。因此，需开发三维梁柱单元，以应用于受损结构的整体特性建模。梁柱单元的大位移分析是通过组合线性刚度矩阵、几何刚度矩阵和变形刚度矩阵而确立的（Bai 和 Pedersen, 1991）。而且，梁柱单元的塑性和应变硬化的影响均被塑性节点法考虑在内。

在此提出了一些数据实例，以论证所开发的梁柱单元的精确性和有效性。计算结果则与（源自通用有限元程序的）数值结果，所报告的试验结果和刚塑性分析结果进行比较。另外，还对船舶 - 平台典型碰撞情境下的两个离岸平台的动态塑性响应进行分析。

21.2 有限元公式
Finite Element Formulation

21.2.1 运动方程
Equations of Motion

冲击和受损结构被视为一种经由弹簧单元连接在一起的结构系统。

经下述假设可确立结构系统的运动方程：

（1）冲击船舶被视为无体积的刚性体，假定船舶中的所有变形均发生在冲击点周围的区域内。

（2）通过其中只有压缩力起作用的非线性弹簧单元，来仿真船舶中的变形以及离岸结构受损构件中的局部锯齿形凹口。这些弹簧单元的力 – 变形曲线是应变率的函数。

（3）通过采用由三维梁柱单元构成的结构模型而将受损结构的变形考虑在内，除了受击构件的局部锯齿形凹口外。

（4）通过引入附加质量概念而考虑到作用于船舶上的水动力。Morison 方程的应用需结合将流体 – 结构的相互作用纳入受损结构分析的目的而进行。

考虑到结构系统的动态平衡时，可以如下增量形式表示运动方程：

$$[M]\{d\ddot{u}\}+[C]\{d\dot{u}\}+[K_T]\{du\}=\{dF_d\} \quad (21.1)$$

式中：

$\{du\}$、$\{d\dot{u}\}$和$\{d\ddot{u}\}$分别为节点位移、速度和加速度的增量；

$[M]$ 为结构质量矩阵；

$[C]$ 为结构阻尼矩阵；

$[K_T]$ 表示结构切向刚度矩阵。外部载荷矢量 $\{dF_d\}$ 系由 Morison 方程中的阻力项所致，需借助于由 Bai 和 Pederson（1991）所描述的方法进行估算；

Morison 方程的附加质量项需包括在结构质量矩阵 $[M]$ 中。

运动方程即式（21.1）则通过 Newmark–b 法求解。

21.2.2 受击构件的载荷－位移关系 Load−Displacement Relationship of the Hit Member

本节将导出非线性弹簧单元，以对受击/受损构件的局部锯齿形凹口进行建模。弹簧单元将被应用于钢质平台，因此假定受击/受损构件为薄壁圆形管。

对于收缩加载的管状构件，载荷点的线性弹性位移可由下式确定：

$$\delta_E = 0.1116\left(\frac{D}{t}\right)^3 \frac{P}{EL_c} \tag{21.2}$$

式中：

P 为力；

δ_E为弹性位移；

E 为杨氏模量；

t 为管壁厚度；

D 为管的外径；L_c 为管的轴向上接触面的特征长度。

特征长度 L_c 是外径、管长和凹陷形状的函数。为了得出经验方程，线性有限壳单元分析源自于 Ueda 等（1989），并对 Smith （1983）所做的锯齿形凹口测试进行分析。得出一平均值如下

$$L_c=1.9D \tag{21.3}$$

更多的试验或数据是得出更为合理的特征长度 L_c 值所必需的。

当载荷 P 大于临界值 P_0 时，会出现永久的锯齿形凹口，而临界值可借助于长度为 L_c 的收缩加载环的刚塑性分析加以确定。所得结果为

$$P_0=2\sigma_y t^2 L_c/D \tag{21.4}$$

式中：

σ_y 为材料的屈服应力。

永久的锯齿形凹口δ_p可通过半经验式方程计算得出。通过试验数据的能力考量和曲线拟合，Ellinas 和 Walker （1983）得出

$$\delta_P = D\left(\frac{P}{37.5\sigma_y t^2}\right)^2 \tag{21.4}$$

未加载线性变形δ'_E可通过将线性弹性解乘以系数 α 而得出。

$$\delta'_E = 0.1116\alpha\left(\frac{D}{t}\right)^3\frac{P}{EL_c} \quad (21.6)$$

系数 α 会小于或等于 1.0，这取决于未加载点的变形情况。

最后，载荷大于 P_0 的载荷点的局部位移计算如下

$$\delta = \delta'_E + \delta_P \quad (21.7)$$

21.2.3 受击结构建模的梁柱单元 Beam-Column Element for Modeling of the Struck

如第 12 章所述，在本节采用梁柱有限元是为了对受损结构建模。

21.2.4 计算方法 Computational Procedure

上述方法已在计算机程序 SANDY 中得到应用（Bai, 1991），可对仿真模型施加三类载荷以得出受损结构的碰撞分析结果。

冲击载荷施加在节点上和 / 或在有限元上呈空间分布。这些载荷的时变信息则作为输出数据在启动计算之前给出。实例 21.1 至 21.3 采用此类加载。

以碰撞结构的初始速度所施加的动态载荷启动计算过程，并结合对碰撞结构的动态运动进行仿真处理。结构之间的冲击载荷系作为仿真结果得出。一旦检测到仿真期间某一个方向上的冲击力处在受拉状态下，那么就断开接触。因此，假定冲击物体是作为自由体在此方向上以给定的恒速移动。再确立接触的准则是冲击物体的位移将超过受损结构上相应点的位移。实例 21.5 至 21.6 采用此类加载。

以受击 / 受损结构的初始速度施加的动态载荷通常仅用于高速冲击。在此情况下，加载的时程并不重要。受击 / 受损结构的响应取决于载荷（脉冲动量）的时间积分，换言之，受损结构的初始速度。

对于大位移分析，可采用经修正的 Lagrange 方法。在每一个载荷步长中，刚度矩阵单元都在局部坐标系中被重组，然后转换至整体坐标系。在此集成总刚度矩阵，并对在整体坐标系中测得的节点位移增量进行评估。采用单元转换矩阵，可计算出单元位移的增量，并修正单元位移和相关的力。然后评估新的转换矩阵，并将经修正的单元位移和力转换至新的局部坐标系，用于下一个载荷步长的后续计算中。

在弹塑性分析期间，需仔细检查节点的加载和未加载情况。一旦某个节点被加载，就需进行 Newton-Raphson 迭代，以发现精确的载荷增量，此时单元节点力可进入屈服面并在随后沿着屈服面移动。在每一个时间步长中，需基于上一步载荷增量结束时单元节点的弹塑性状态对结构刚度矩阵进行评估。然而，一旦运动方程得以求解，就需进行检查以分析是否出现塑性节点未加载的情况。如果情况如此，则需修正结构刚度矩阵，直至不再检测出塑性节点未加载的情况。最后，节点位移增量是最终迭代后运动方程的解。单元的节点力和弹塑性状态需予以修正，并重新评估未加载情况。另外，当节点的弹塑性状态发生改变时，对未平衡力进行评估并转换至整体坐标系。将经过转换的未平衡力添加至下一个时间步长的载荷增量中。

对于其他的横截面，在屈服面上均有两个角。角处在仅有轴向力作用于梁单元的点上。当单元节点上的力处在这样一个角上或接近角时，该单元被视为仅受轴向力作用的桁架单元。对于此类桁架单元，需根据轴向力和轴向位移增量来检查未加载情况。一旦检测出未加载情况，需把该单元视为普通的三维梁柱单元加以对待。

21.3 碰撞力学
Collision Mechanics

21.3.1 基本原理
Fundamental Principles

碰撞力学的分析一般均基于动态平衡的微分方程进行。碰撞力是船舶与平台的相对锯齿形凹口的函数。故需要采用增量解方法。

如果碰撞持续时间明显小于控制运动的固定周期，该问题则需明显简化。这一假设通常对浮式铰接平台的相应刚性体运动有效。在此情况下，求解可基于采用下述原理的准静态解进行：

●动量守恒；

●能量守恒。

以此方式，对碰撞期间冲击运动和能量传递的确定，可根据碰撞物体的应变能耗分析进行解耦。

静态解适用于持续时间明显大于控制运动固定周期的碰撞。

对于处在中等水深的导管架，碰撞持续时间与腿柱冲击振动的固定周期之比可能需要涵盖显著的动态效应。这一点已在很小范围内展开。一般而言，需合理考虑静态分析，但亦应评估可能的动态增强情况。

21.3.2　动量守恒
Conservation of Momentum

在以下几节，确定有待作为应变能耗散的能量仅需考虑平移运动。通过考虑更多的运动分量（平台和船舶转动）并因此进行复杂的推导演算，可得出更大的精确性。采用 21.3.3 节给出的表达式，通常是保守的。

在同一方向上移动的船舶与平台之间的对心碰撞的动量守恒，表示如下：

$$m_s v_s + m_p v_s (m_s + m_p) v_c \tag{21.8}$$

式中：

v_c 为冲击后的共同速度；

v_s 为 船舶速度 $v_s > v_p$；

v_p 为平台的波激速度；

m_s 为 包括附加质量在内的船舶质量；

m_p 为包括附加质量在内的平台质量。

因此，将共同速度定义为：

$$v_c = \frac{m_s v_s + m_p v_p}{m_s + m_p} \tag{21.9}$$

图 21.1 为供应船与半潜式平台之间的碰撞模型。

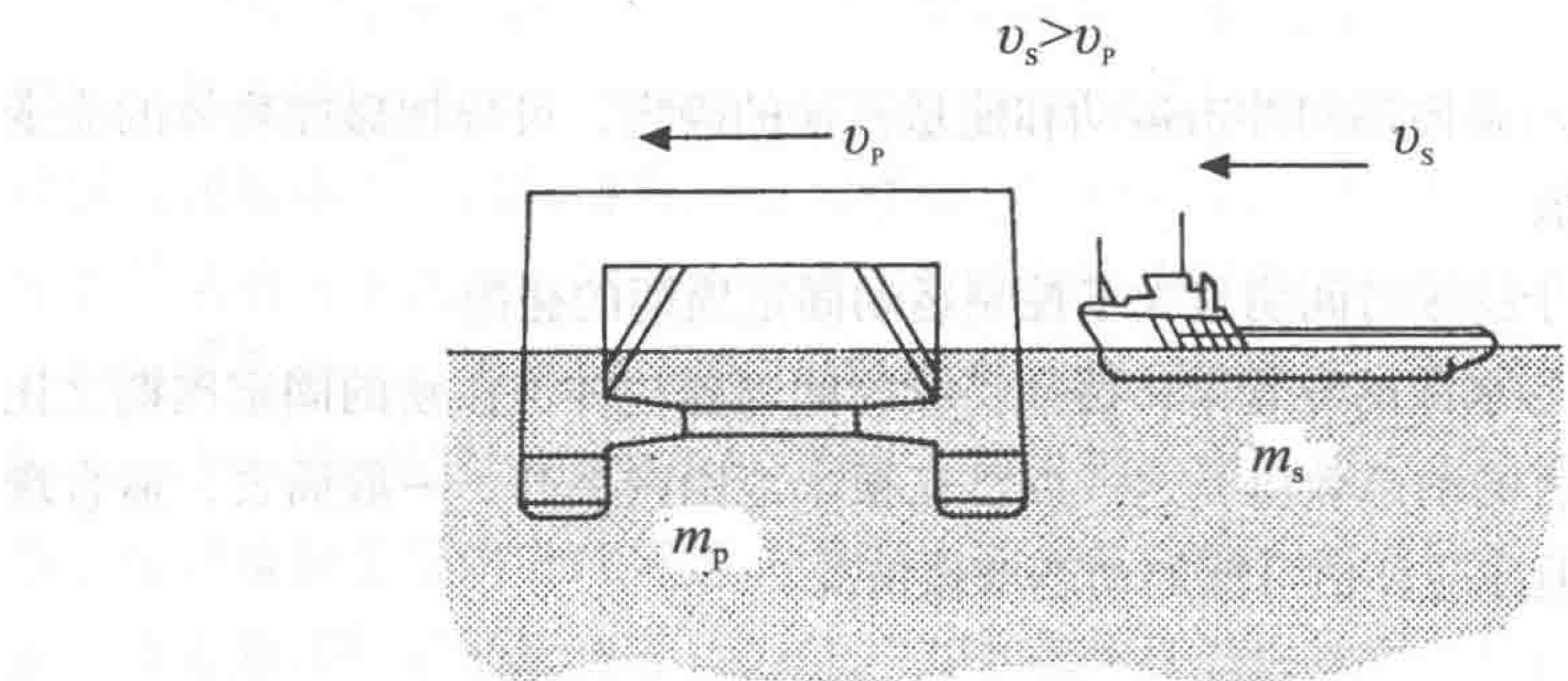


图 21.1　供应船与半潜式平台之间的碰撞

21.3.3　能量守恒
Conservation of Energy

在对心碰撞中，所有的动能均作为船舶（E_s）和平台（E_p）的应变能（弹性或塑性）而损耗。

在偏心碰撞中，一些动能在碰撞后仍作为船舶或平台的转动能得以保留。

假定对心碰撞时的能量守恒方程如下：

$$\frac{1}{2}m_s v_s^2 + \frac{1}{2}m_p v_p^2 = \frac{1}{2}(m_s + m_p)v_c^2 + E_s + E_P \qquad (21.10)$$

式中：

E_s 为被船舶损耗的应变能；

E_p 为被平台损耗的应变能。

将这一方程与共同速度 v_c 方程合并，得出损耗应变能的下述表达式：

$$E_s + E_p = \frac{1}{2}m_s v_s^2 \frac{\left(1-\frac{v_p}{v_s}\right)}{\left(1+\frac{m_s}{m_p}\right)} \qquad (21.11)$$

与船舶速度相比，波激平台运动通常较小，可予忽略。否则，特征速度应以对船舶与平台之间的相对碰撞速度 $(v_s\text{-}v_p)$ 的随机评估为基础，需考虑到各独立运动之间的相位滞后。

表 21.1 列出了不同平台类型的总应变能损耗表达式。

表 21.1　总应变能损耗

平台类型			
固定	浮式	铰接柱	自升式平台 *
$\frac{1}{2}m_s v_s^2$	$\frac{1}{2}m_s v_s^2 \frac{\left(1-\frac{v_p}{v_s}\right)^2}{1+\frac{m_s}{m_p}}$	$\frac{1}{2}m_s v_s^2 \frac{\left(1-\frac{v_p}{v_s}\right)^2}{1+\frac{m_s \cdot z^2}{J}}$	$\frac{1}{2}m_s v_s^2 \frac{1}{1+\frac{m_s}{m_p}}$

* 如果碰撞的持续时间显著短于振动的基本周期。

式中：

J 为相对于有效支点的立柱（包括附加质量）的质量惯性矩；

z 为 从有效支点至接触点的距离。

21.4　实例
Examples

21.4.1　船舶 / 平台碰撞的冲击力和能量数学公式
Mathematical Equations for Impact Forces and Energies in Ship/Platform Collisions

问题：

推导出用于计算船舶与固定平台（Soreide, 1985）碰撞期间的最大冲击力和冲击能量的方程并予计算。可将船舶和平台的力 – 变形关系分别作为线性弹簧 k_s 和 k_p 予以建模。假定船舶的重量为 m（包括附加质量），并且就在碰撞之前以速度 v 运动。在推导出该表达式时，进一步假定可忽略阻尼影响，并可将冲击力学表示为自由振动的质量 – 弹簧系统。

求解：

可将船舶 / 平台系统视为质量 – 弹簧系统。船舶和平台的变形分别被表示为

x_s 和 x_p 。将总变形表示为 $x=x_s+x_p$ ，根据力平衡导出下式

$$F=kx=k_s x_s=k_p x_p \tag{21.12}$$

式中：

$k=\dfrac{k_s k_p}{k_s+k_p}$ 为系统的等效弹簧强度系数。

然后可将质量 - 弹簧系统的运动表示为

$$m\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2}+kx=0 \tag{21.13}$$

考虑到初始状态（质量以速度 v 运动，当 t=0 时 x=0），上述微分方程的解为

$$x=v\sqrt{\frac{m}{k}}\sin\omega t \tag{21.14}$$

式中：

固有频率为：

$$\omega=\sqrt{\frac{k}{m}}\quad(\mathrm{rad/s}) \tag{21.15}$$

根据式（21.14），得出如下最大冲击力

$$F_{\max}=kx_{\max}=v\sqrt{mk} \tag{21.16}$$

冲击持续时间（冲击开始至最大冲击力的时间）为

$$T_0=\frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{m}{k}} \tag{21.17}$$

冲击持续时间 T_0 一般为 1~2s（见图 21.6 和 21.7），并且远大于受击主构件和结构系统的固有频率。所以，对船舶冲击通常采用准静态方式。冲击力的时程如图 21.6（e）和 21.7（b）所示。当冲击力为最大值时，船舶和平台的运动速度均为零，船舶和平台的变形能量如下

$$E_s=\frac{1}{2}k_s x_s^2=\frac{F_{\max}^2}{2k_s} \tag{21.18}$$

$$E_p=\frac{1}{2}k_p x_p^2=\frac{F_{\max}^2}{2k_p} \tag{21.19}$$

可由下式得出式（21.16）所表示的最大冲击力：

$$E_s + E_p = \frac{1}{2} m v^2 \qquad (21.20)$$

21.4.2　基本数值实例 Basic Numerical Examples

以下内容将举出数个简单的数值实例（Bai 和 Pedersen, 1993），用于论证所开发的三维梁柱单元的精确性和有效性。

前三个实例的问题可通过假定小位移来求解，但材料出现运动应变硬化。最后一个实例是受质量冲击的固支梁，包括大位移和应变硬化在内。

实例 21. 1：受对心横向冲击载荷作用的固定梁

对两端固定的矩形梁的动态弹塑性特性进行分析，如图 21.2（a）所示。

如图 21.2（b）所示，梁在跨中受集中阶跃载荷的作用。其对称性允许只对一半的梁建模。在采用 MARC 有限元程序进行分析时，使用五个单元类型 5 的单元【见图 21.2（c）】。该单元呈梁柱单元的二维矩形截面。在评估单元刚度时，沿着单元的轴向选择三个高斯积分点。在每一个高斯点，横截面被分成 11 个 Simpson 积分点。在弹塑性分析中仅考虑法向应力。由于这是小位移问题，轴向截面力总为零。因此，当前分析中所采用的塑性屈服条件为

$$M_Z / M_{ZP} - 1 = 0 \qquad (21.21)$$

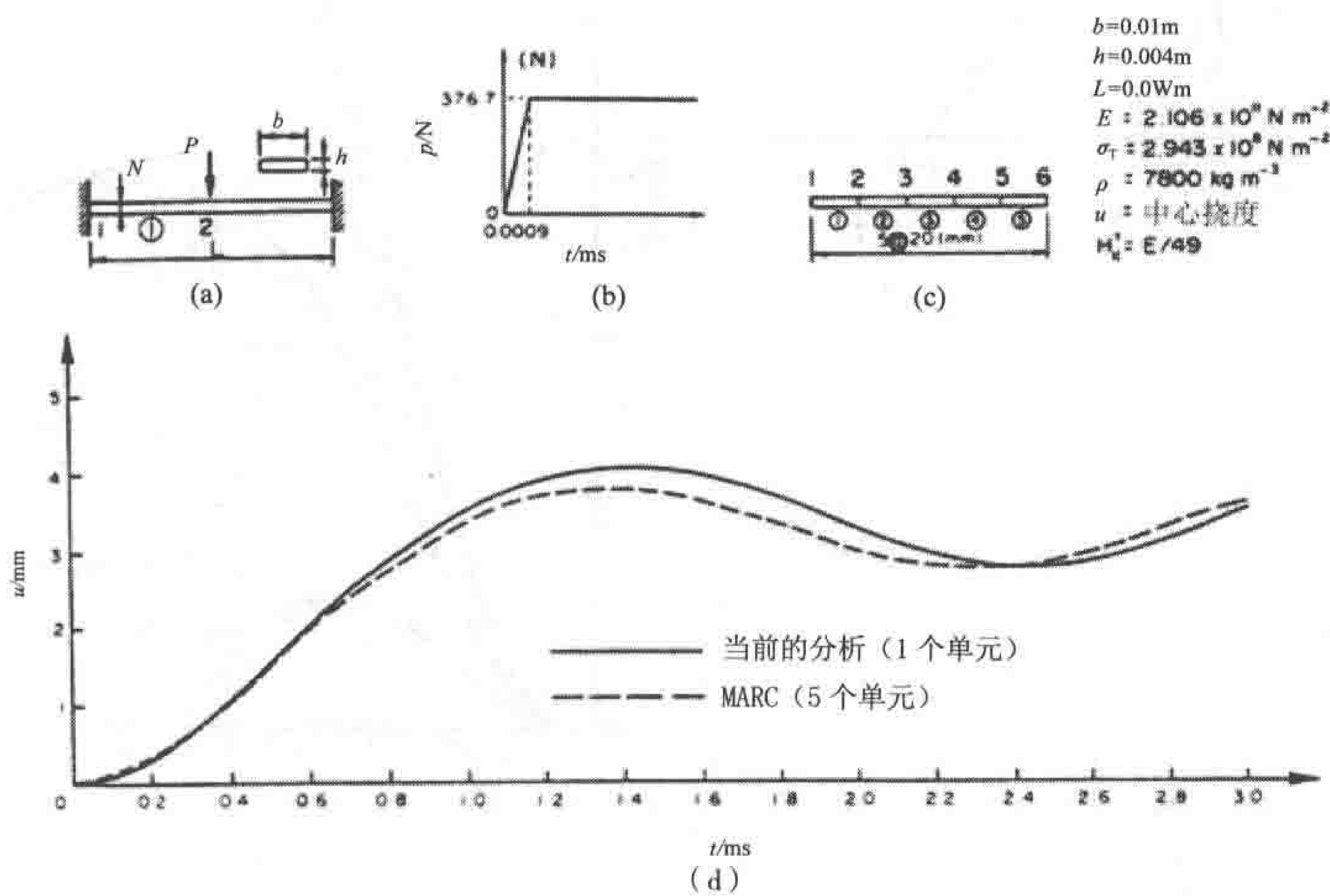


图 21.2　受对心横向冲击载荷作用的固支梁的动态弹塑性特性

(a) 计算模型　(b) 所施加的力与时间的关系　(c) MARC 分析中的有限元模型　(d) 冲击点的位移时程

式中：

M_z 为弯矩；

下标“p”表示相应分力的全塑性值。

冲击点的位移时程如图 21.2（d）所示。实线表示仅用一个单元得出的结果。即便采用一个单元也足以得出相当精确的结果，这一点是显而易见的。

实例 21.2：受冲击载荷作用的矩形门式构架

如图 21.3（a）所示的矩形门式构架受集中脉冲载荷的作用如图 21.3（b）所示。

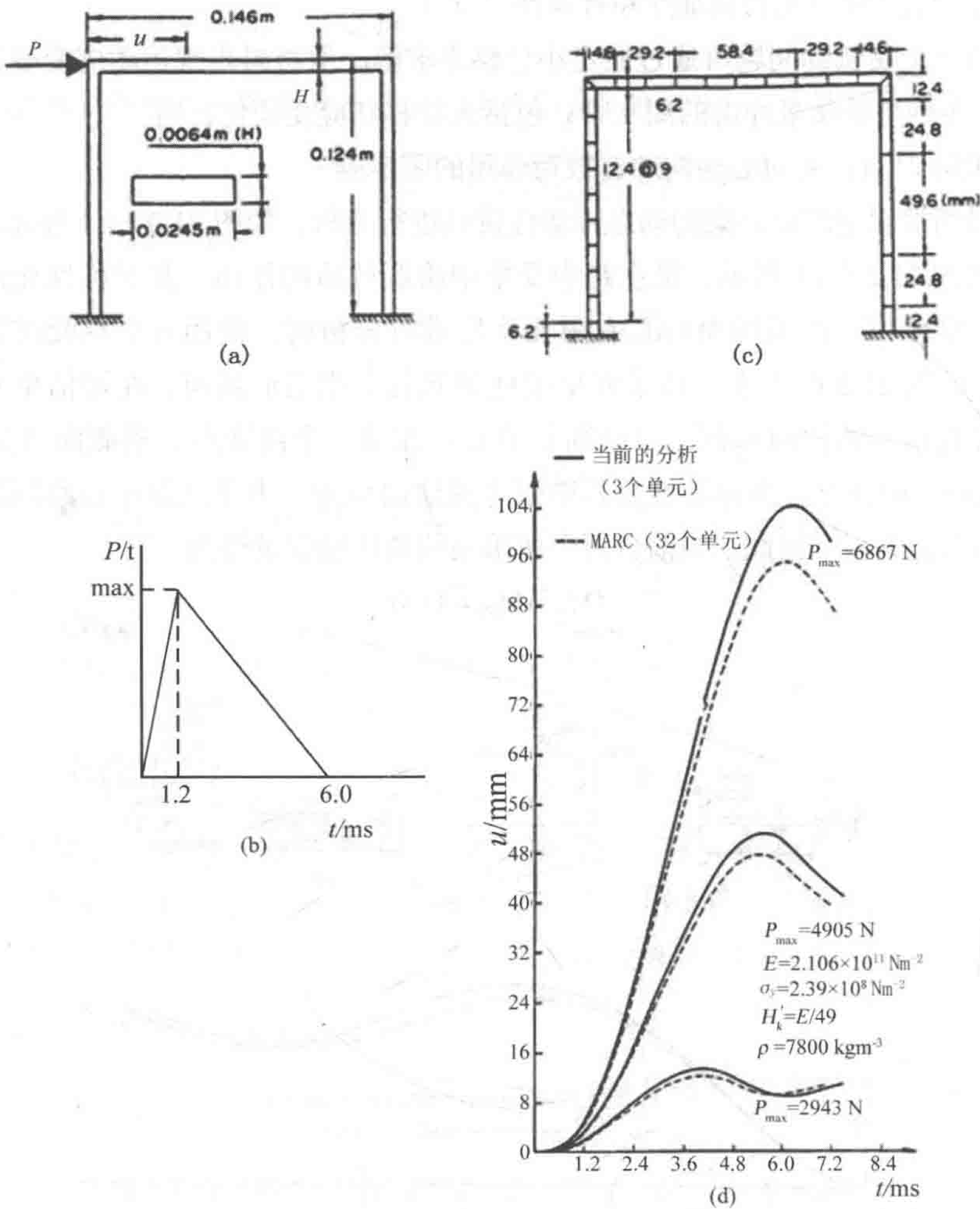


图 21.3　受冲击载荷作用的门式构架的动态弹塑性特性

(a) A2D 构架　(b) 所施加的冲击载荷　(c) MARC 分析中的有限元模型　(d) 冲击点的位移时程

在MARC有限元分析中，采用32个单元(单元类型16)为构架建模，如图21.3(c)所示。该单元呈梁柱单元的曲线状二维矩形截面。用于评估单元刚度的积分点与实例 21.1 的相同。在塑性分析中，仅考虑因轴向力和弯矩所致的法向应力。

当前分析中所采用的塑性屈服条件为

$$\left(M_z/M_{zp}\right)^2+F_x/F_{xp}-1=0 \tag{21.22}$$

式中：

f_x 为轴向力。

在沿着载荷方向上的冲击点加载的位移时程如图 22.3（d）虚线所示。而且已观察到，当前的方法在为每一个结构构件仅采用一个单元时是相当精确的。

实例 21. 3：受冲击载荷作用的管状空间构架

如图 21.4（a）所示的管状空间构架受阶跃载荷的作用，如图 21.4（b）所示。

在 MARC 有限元分析中，采用单元类型 14，并通过 10 个单元为每一个结构构件实现离散化，如图 21.4（c）所示。该单元为三维薄壁管状梁柱。有三个高斯点被后续分为周向上的 16 个 Simpson 积分点。通过运用 von Mises 屈服条件以及考虑到轴向力、两个弯矩和扭矩所致的应力，而在这些积分点上注意其塑性情况。因此，当前分析中所采用的塑性屈服条件为

$$\left(M_x/M_{xp}\right)^2+\left(M_y/M_{yp}\right)^2+\left(M_z/M_{zp}\right)^2+\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(F_x/F_{xp}\right)\right)-1=0 \tag{21.23}$$

式中：

M_x 为截面扭矩；

M_y 和 M_z 为弯矩。

冲击位移的时程如图 21.4（d）所示。

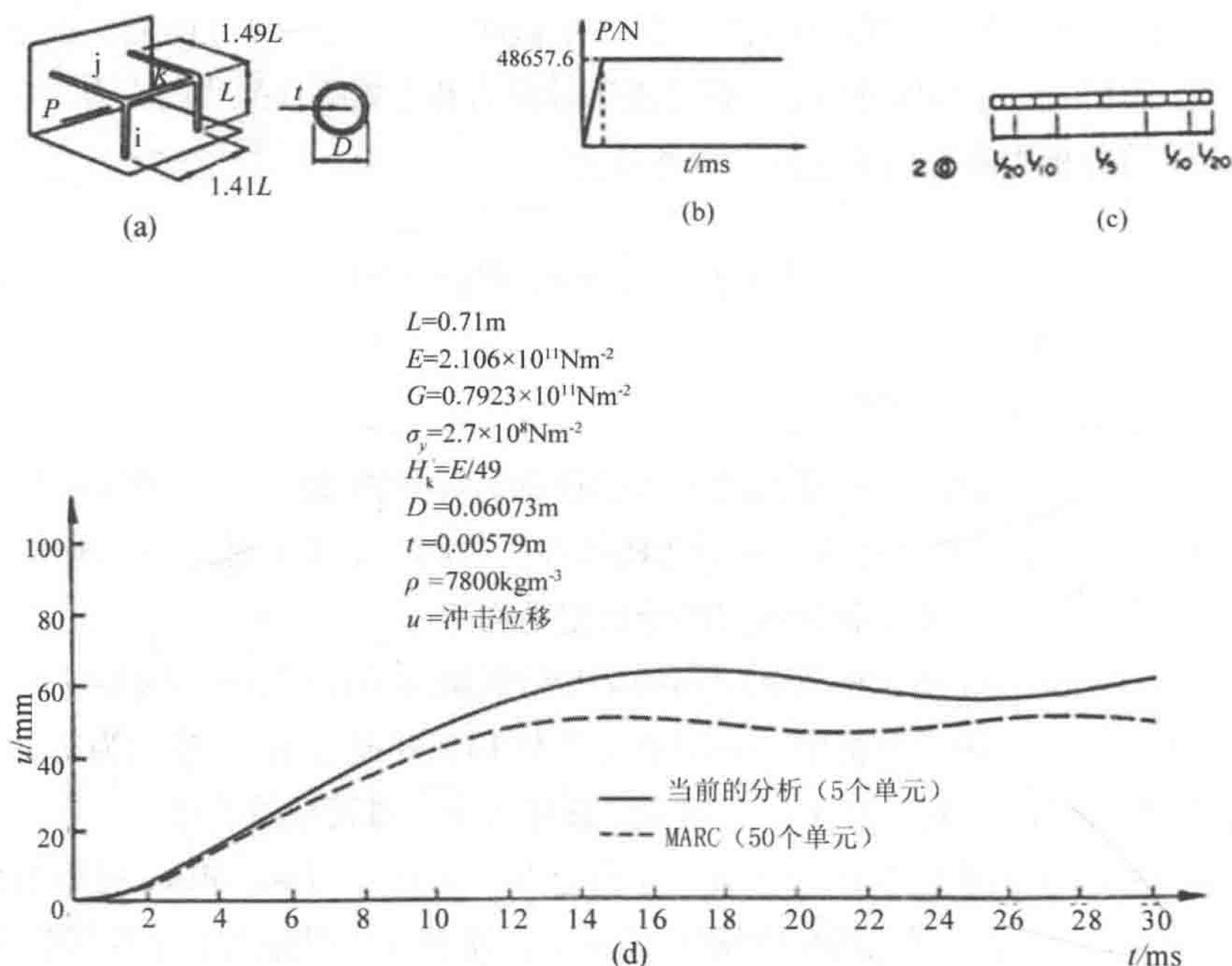


图 21.4　受冲击载荷作用的空间构架的动态弹塑性特性

(a) 计算模型　(b) 所施加的力与时间的关系　(c) MARC 分析中的有限元模型

(d) 冲击点的位移时程

实例 21.4：受质量横向冲击的铝合金固支梁

如图 21.5（a）所示的固支梁曾由 Yu 和 Jones 1989 进行研究，其中采用了 ABAQUS 有限元程序。在其分析中，采用八节点等参数平面应力单元。有限元网格由 75 个单元和 279 个节点构成。冲击点附近的网格制作得更为精细，以取得更为详细的信息。材料的真应力 / 真应变关系如图 21.5（b）所示。最大横向挠度的时间变化如图 21.5（c）所示。由 Yu 和 Jones 得出的试验结果已由其作了描述（Yu 和 Jones, 1989），如该图虚线所示。无维度弯矩的相关事件时程如下：

M_z/M_{zp} 和轴向力 F_x/F_p 如图 21.5（d）和（e）所示。

本实例所采用的塑性屈服条件与实例 21.2 的相同。

ABAQUS 有限元分析采用了真应力 / 真应变曲线，如图 21.5（b）所示。该分析假定，材料呈线性运动应变硬化，梁的每一侧均作为一个单元建模。图 21.5（c–e）所示为结构响应对屈服应力的敏感性。不过，两个程序所预测的结果吻合良好。

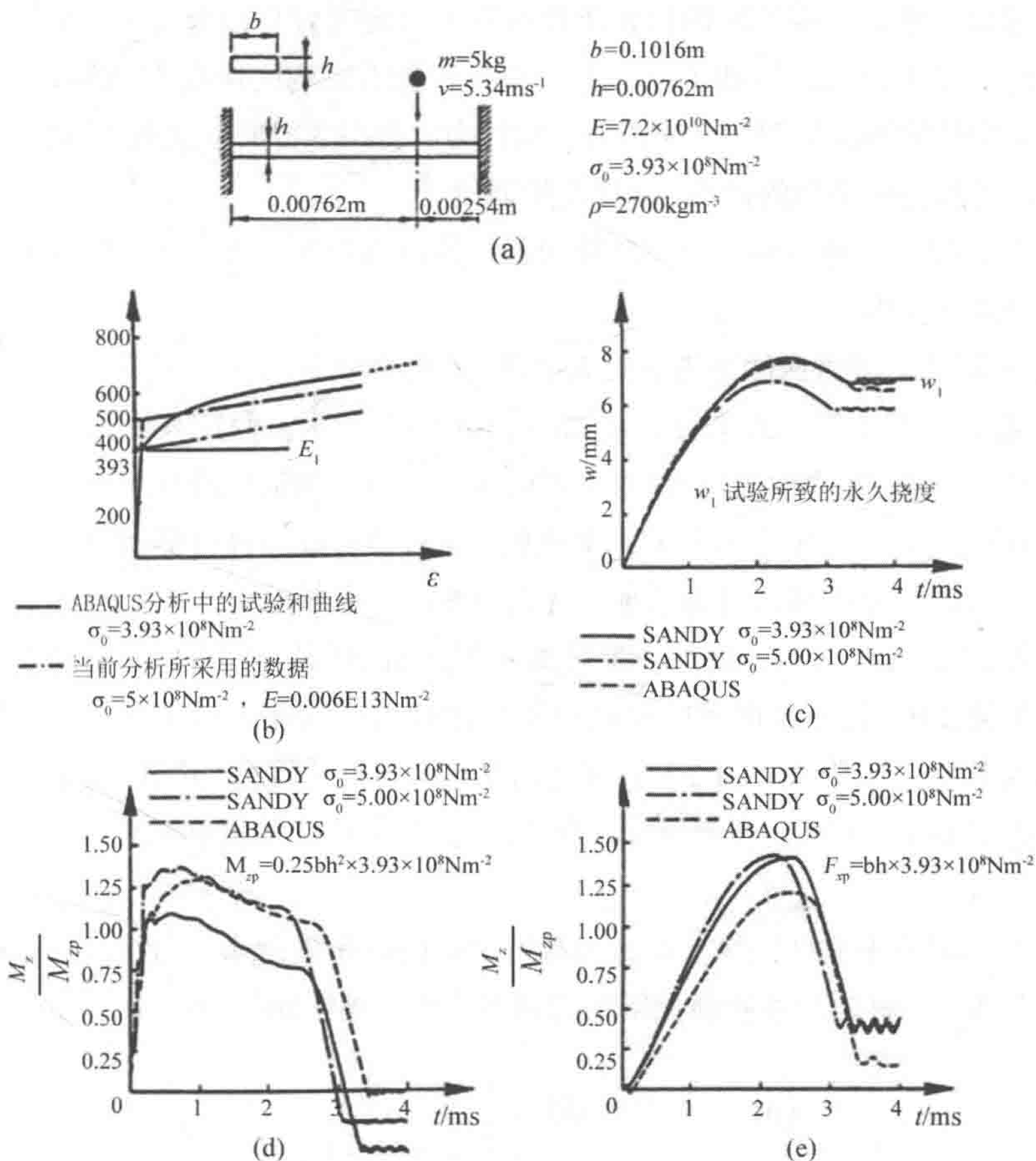


图 21.5　受质量冲击的固支梁的动态弹塑性特性

(a) 受质量冲击的固支梁　(b) 真应力 - 真应变关系　(c) 冲击点的挠度时程　(d) 冲击点的弯矩时程　(e) 冲击点的轴向力时程

本节所举实例对实际梁柱单元所预测的节点位移和力进行了论证，其与经相关试验和普通有限元程序分析所得出的结果相吻合。通过梁柱单元可得出合理的结果，即便该结构构件已被所容许的绝对最小数量单元所划分（一般每个构件一个单元）。

21.4.3　应用于实际碰撞问题 Application to Practical Collision Problems

在 SANDY 程序中所实施的方法可应用于仿真许多不同的船舶碰撞问题，诸

如针对像离岸平台一样的结构物和洋脊所发生的侧向对心碰撞、船首碰撞和船尾碰撞。仿真结果包括：运动（位移）、冲击和受击结构的速度 / 加速度、冲击船舶和受击构件的锯齿形凹口、冲击力、构件力、受损结构的基底剪力和倾覆弯矩、动能、冲击和受损结构的弹性 / 塑性变形能量。

本节选择了三种典型的船舶碰撞问题。其包括船舶 – 无人平台以及船舶 – 导管架平台碰撞在内。

实例 21.5：受供应船冲击的无人平台

首先需考虑小型无人平台。可如图 21.6（a）所示，假定其受到 5 000 吨重的供应船的冲击。这种类型平台的主要设计标准通常为船舶碰撞，而传统平台一般则是波浪载荷。在无浪海况下，供应船以速率 2.0 ms^{-1} 进行侧向漂移。侧向船舶横荡运动的附加质量取值为船舶质量的 0.5 倍。船舶的力 – 锯齿形凹口关系的取值如图 21.6（b）所示。附加质量被纳入下述 Morison 方程中，附加质量和阻力系数取值为 1.0。假定水面下的管状物均已注满水。因此，滞留水所产生的质量也需纳入其中。采用式（21.2）和式（21.7）确立力 – 锯齿形凹口关系，并随后取近似值如多线性直线，可参见图 21.6（c）。采用线性弹簧单元来考虑土 – 结构的相互作用。

首先，借助于经结构物上重力加载所给出的载荷矢量来进行线性分析。然后完成考虑到大位移、塑性和硬化影响的动态分析。塑性屈服条件如下

$$\left(M_z / M_{zp}\right)^2 + \sin^2\left[\frac{\pi}{2}\left(F_x \ / F_x\right)\right] - 1 = 0 \tag{21.24}$$

需注意，受击管状物上的锯齿形凹口会极大地降低管状物的载荷承载能力。这一影响却并未被纳入到当前的分析之中。不过，Yao 等（1986）提出了一种可能方法，其考虑到了锯齿形凹口的影响以及会在冲击点处降低单元节点的塑性屈服能力。

数值结果如图 21.6（d~f）所示。应变硬化的影响均在这些图中得以说明；当纳入应变硬化时，结构的刚度会变大，更多能量被船舶吸收。因此，甲板位移更小，碰撞力和倾覆力矩增大。

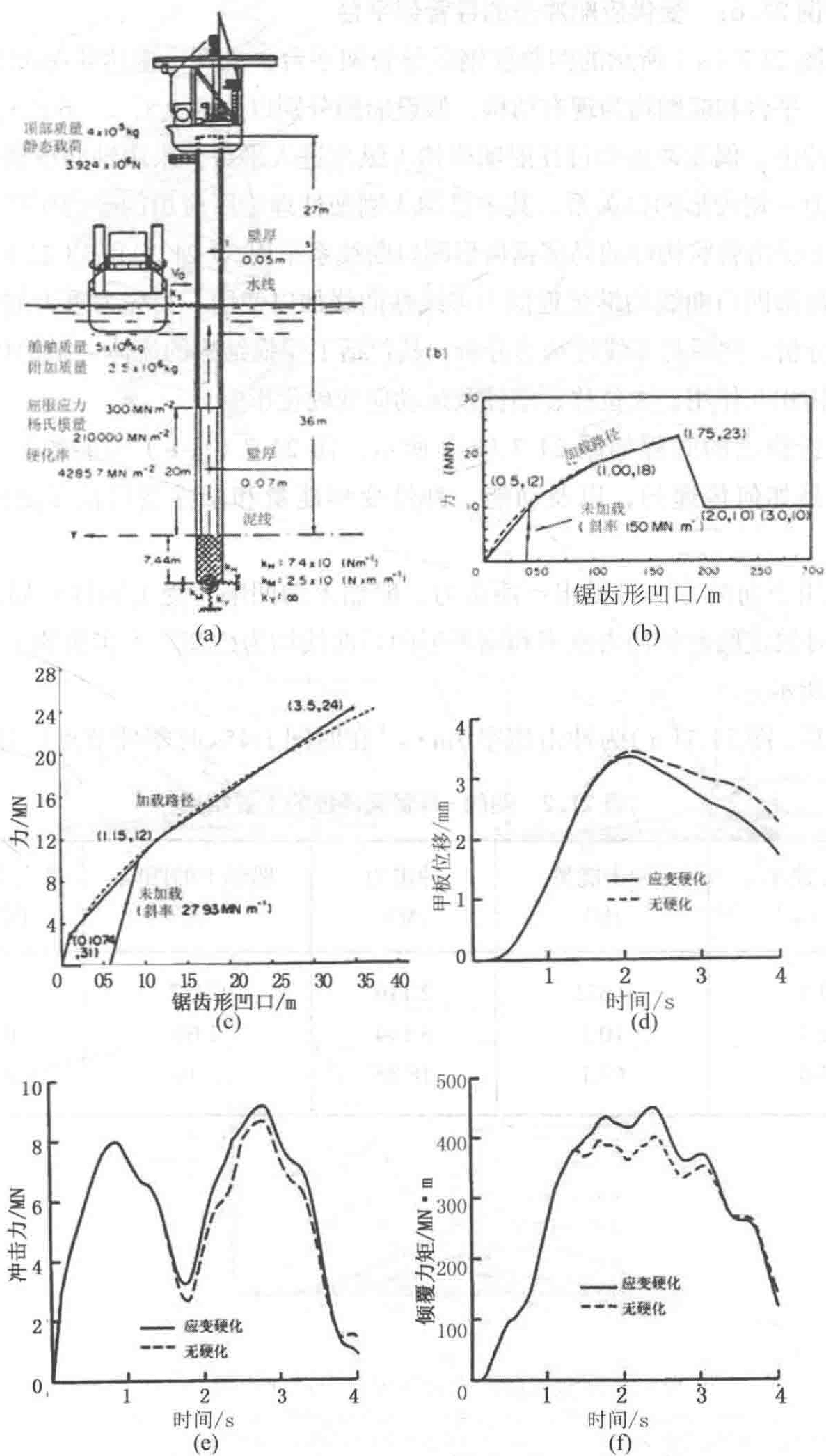


图 21.6　供应船与无人平台之间的碰撞所致的响应

(a) 船舶 - 平台碰撞　(b) 船舷的局部载荷 - 锯齿形凹口关系　(c) 受击管状物的局部力 - 锯齿形凹口关系
(d) 平台的甲板位移时程　(e) 冲击力时程　(f) 平台的倾覆力矩时程

实例 21.6： 受供应船冲击的导管架平台

如图 21.7（a）所示的四腿柱钢质导管架平台，受到一重达 4 690tf 的供应船的冲击。平台和船舶均为现有结构。假设船舶分别以速度 0.5，2，6 m · s^{-1}（对应于运行冲击、偶发冲击和过往船舶碰撞）纵荡进入平台。采用轴向压挤单元得出船首的力 – 锯齿形凹口关系，其中已纳入刚塑性理论所应用的平均压挤力。导管架平台上受击管状构件的局部锯齿形凹口曲线系采用式（21.2）和式（21.7）所确立。两条锯齿形凹口曲线均继续近似为多线性曲线加以使用。首先为重力加载执行线性静态分析，然后是非线性动态分析，其包括了受损结构的流体 – 结构相互作用、土 – 结构相互作用、大位移、塑性及运动应变硬化影响。

冲击挠度的时程如图 21.7（b）所示。图 21.7（c~e）为船舶与平台之间的能量是如何传递的，以及动能、弹性变形能量和塑性变形能量之间是如何传递的。

采用当前的方法可得出：冲击力、船舶上的凹陷、受击构件的局部凹陷深度，此时假定船舶的冲击速率和锯齿形凹口曲线均为已知。本实例的主要结果如表 21.2 所示。

最后，图 21.7（a）为冲击速率 5m · s^{-1} 在时间 1.45s 时塑性节点的分布情况。

表 21.2 船舶 – 导管架碰撞的主要结果

冲击速率 /m · s^{-1}	冲击能量 /MJ	冲击力 /MN	船舶上的凹陷 /m	平台上的局部凹陷 /m
0.5	0.631	2.116	0.437	0
2.0	10.1	8.194	1.69	0.083
5.0	63.1	18.88	3.40	0.616

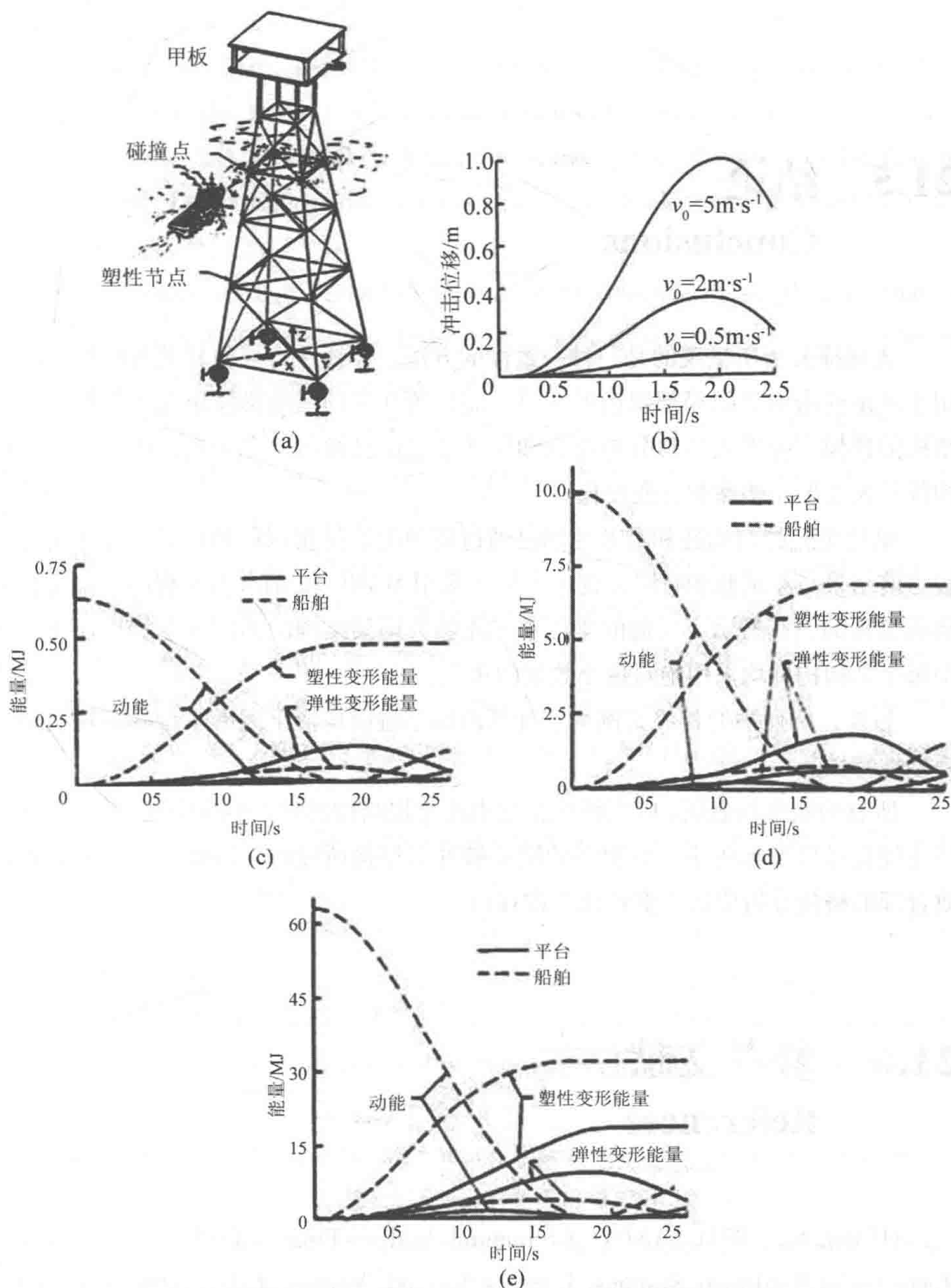


图 21.7　供应船与导管架平台之间的碰撞所致的响应

(a) 受供应船冲击的导管架平台，表示塑性节点的分布（船速 v_0=5m·s^{-1}、时间 1.45s）　(b) 平台的冲击位移时程　(c) 船舶冲击导管架平台期间的能量时程（冲击速率 v_0=0.5m·s^{-1}）　(d) 船舶冲击导管架平台期间的能量时程（冲击速率 v_0=2m·s^{-1}）　(e) 船舶冲击导管架平台期间的能量时程（冲击速率 v_0=5m·s^{-1}）

21.5 结论
Conclusions

为碰撞分析所呈现的是一种一致性的方法。非线性力 - 位移关系已被导出，用于确定受击构件的局部锯齿形凹口，而且所开发的三维梁柱单元均已用于受损结构的建模。弹性大位移分析理论和塑性节点法已被组合在一起，用于描述梁柱构件的大变形、塑性和应变硬化。

梁柱单元的精确性和有效性均已通过简便的数值实例得到核实。这是通过比较当前结果与经试验和有限元程序分析（采用 MARC 和 ABAQUS 程序）得出的结果而实现的。其显示，当前的梁柱单元能够为构架结构的动态塑性特性建模，其中每个结构构件均采用绝对最小数量的单元。

另外，所列举的相关实例均已计算出典型碰撞情形下离岸平台和船桥的动态弹塑性特性。

所有的实例均表明，应变硬化在受击或受损结构的冲击响应中起到重要作用。应变硬化导致变形更小，有更多的能量被冲击结构所吸收。因此，冲击力更大。故合理的碰撞分析应将应变硬化考虑在内。

21.6 参考文献
References

[1] Bai, Y., (1991), SANDY–A Structural Analysis Program for Static and Dynamic Response of Nonlinear Systems, User’s Manual, Version 2, Department of Ocean Engineering, The Technical University of Denmark.

[2] Bai, Y. and Pedersen, P. Terndrup, (1991), Earthquake Response of Offshore Structure, Proc. 10th int. Conf. on Offshore Mechanics Arctic Engineering, OMAE’91,

June.

[3] Bai Y. and Pedersen, P. Terndrup, (1993), Elastic–Plastic Behavior of Offshore Steel Structures Under Impact Loads, Internat. J. Impact Engng, 13 (1) pp.99–117.

[4] Ellinas, C.P. and Walker, A.C. (1983), Damage of Offshore Tubular Bracing Members, Proc. IABSE Colloquium on Ship Collision with Bridges and Offshore Structures, Copenhagen, pp. 253–261.

[5] Fujikubo, M., Bai, Y., and Ueda, Y., (1991), Dynamic Elastic–Plastic Analysis of Offshore Framed Structures by Plastic Node Method Considering Strain–Hardening Effects, Int. J. Offshore Polar Engng Conf. 1 (3), 220–227.

[6] Fujikubo, M., Bai, Y., and Ueda, Y., (1991), Application of the Plastic Node Method to Elastic–Plastic Analysis of Framed Structures Under Cyclic Loads, Int. Conf. on Computing in Engineering Science, ICES’ 91, August.

[7] Petersen, M.J., and Pedersen, P. Terndrup, (1981), Collisions Between Ships and Offshore Platforms, Proc. 13th Annual offshore Technology Conference, OTC 4134.

[8] Pedersen P. Terndrup and Jensen, J. Juncher, (1991), Ship Impact Analysis for Bottom Supported Offshore Structures, Second Int. Conf. on advances in Marine structures, Dunfermline, Scotland, May 1991 (edited by Smith and Dow), pp. 276–297. Elsevier, Amsterdam.

[9] Smith, C.S. (1983), Assessment of Damage in Offshore Steel Platform, Proc. Int. Conf. on Marine Safety, Paper 15.

[10] Søreide, T.H., (1985), Ultimate Load Analysis of Marine Structures, Tapir, Trondheim, Norway.

[11] Ueda, Y. Murakawa, H., and Xiang, D. (1989), Classification of Dynamic Response of a Tubular Beam Under Collision, Proc. 8th Int. Conf. on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vol. 2, pp. 645–652.

[12] Ueda, Y. and Fujikubo, M., (1986), Plastic Node Method Considering Strain–Hardening Effects, J. Soc. Naval Arch. Japan 160, 306–317(in Japanese).

[13] Yao, T., Taby, J. and Moan, T. (1988), Ultimate Strength and Post–Ultimate Strength Behaviour of Damaged Tubular Members in Offshore Structures, J. Offshore Mech. Arctic Engng, ASMA 110, 254–262.

[14] Yu, J. and Jones, N. (1989), Numerical Simulation of a Clamped Beam Under Impact Loading, Comp. Struct. 32(2), 281–293.

第 22 章　地震载荷作用下的离岸结构

Offshore Structures Under Earthquake Loads

22.1 概述 General

位于地震带中支撑离岸结构的海底可能会遭受强烈的地面晃动作用，这会导致结构发生较大变形，并进入塑性范围。这一领域的前期研究结果主要是频面求解的方法（Penzien, 1976）。本章旨在论述时域解，以便能够对塑性变形的发展进行详细检查。

地震对结构产生作用的基本动力学问题已在 Clough 和 Penzien （1975）和 Chopra （1995）得到论述。现已就时域中建造结构物的地震响应进行了广泛的调查研究（Powell, 1973）。遗憾的是，多数工作均受限于平面框架内。而且就离岸结构而言，必须考虑到水动力载荷，几何非线性在建造结构物时显得更加重要。所以，需要有一种方法来预测离岸结构的地震响应，包括几何与材料的非线性。

框架结构的分析方法包括几何非线性在内，均以有限元法（Nedergaard 和 Pedersen, 1986）或梁柱单元法（Yao 等, 1986）为根据。Nedergaard 和 Pedersen（1986）曾为梁柱单元推导出变形刚度矩阵。这种矩阵是单元变形的函数，将轴向和横向变形的耦合纳入其中。其应用已结合了线性和几何刚度矩阵。

材料的非线性可通过采用塑性节点法（Ueda 和 Yao, 1982）以高效而精确的方法加以考虑。通过普通的有限元，将单元的塑性变形以类似于塑性铰的机制集中于节点上。运用塑性流动理论，无需数值积分即可导出弹塑性刚度矩阵。

本章建议将基于有限元和塑性节点法的方法应用于具有几何与材料非线性的三维框架的地震响应分析。应用所建议的方法，可对导管架平台的地震响应展开调查研究。本章的部分内容曾发表于 Bai 和 Pedersen （1991）。新增内容则概述了基于 API RP 2A 的固定平台的地震设计。

22.2　基于 API RP 2A 的地震设计 Earthquake Design as per API RP 2A

一般而言，API RP 2A （1991）适用于所有类型的固定平台。不过，多数的建议对桩腿式钢质导管架平台具有典型性。API （1991）所给出的原理和方法现予概述如下。API （1991）所引领的地震设计理念如表 22.1 所示。

表 22.1　地震设计理念 API RP 2A

	强度水平地震（SLE）	延性水平地震（DLE）
理　念	防止出现对平台正常运行的干扰	防止人命丧失和维护油气井控制
设　计	地面晃动，具有在平台寿命期内不会被超出范围的合理可能性	罕有强度的地面晃动，在平台寿命期内不会发生
特　点	无显著结构破损，基本上是弹性响应	无破坏，尽管允许出现结构破损；非弹性响应

API 地震设计建议均以双水平设计法为根据，其包括：

●强度要求

平台的设计系为了严重的地震情形，其具有在平台寿命期内不会被超出范围的合理可能性（典型的数百年一遇，强度水平地震（SLE））。

●延性要求

检查平台应对发生概率极低的罕见地震的情况（典型的数千年一遇，延性水平地震（DLE））。

强度要求的目标在于预防发生相对严重的地震后出现对平台正常运行的明显干扰。一般采用时程法的响应谱法。

延性要求的目标在于确保发生罕有强度的地震时平台具备合适能力来预防出现整体性破坏。允许发生构件破损情况，如非弹性构件屈服和构件屈曲，但结构基础系统在遭受严重地震时应具有延性，即可吸收所产生的能量。希望被基础所吸收的能力可最大限度地通过土壤的非线性特性而得以消散。

对于一些典型的导管架结构，如果在所述平台的强度设计中执行下列规定，则视为已满足 API 的强度和延性要求：

●通常需编写强度水平地震载荷（SLE）的强度要求；

●为包括封闭腿柱在内的导管架腿柱编写强度要求，采用 2× 强度水平地震载荷（也即 2×SLE）；

●罕见强地震的地面运动小于 2× 地震地面运动，这被用于编写强度水平要求（也即 DLE < 2×SLE）；

●主要构件及其连接件需满足 API 所给出的几何与极限强度要求。这些要求涉及腿柱数量、导管架基础系统、垂直框架中的对角支撑架布置、水平构件、对角支撑架的长细比和直径 / 厚度比、管状连接的承载力。

22.3 方程和运动 Equations and Motion

22.3.1 运动方程 Equation of Motion

受地震加载作用的非线性离岸结构的运动方程可表示如下

$$[M]\{d\ddot{u}\}+[C]\{d\dot{u}\}+[K_T]\{du\}=-[M]\{d\ddot{u}_g\}+\{dX_e\} \tag{22.1}$$

式中：

$\{du\}$, $\{d\dot{u}\}$ 和 $\{d\ddot{u}\}$分别为节点位移、速度和加速度相对于地面的增量；

$[M]$ 为结构质量矩阵；

$[C]$ 为结构阻尼矩阵；

$[K_T]$ 表示结构切向刚度矩阵；

$\{dX_e\}$ 是水动力载荷的增量。

地面加速度矢量 $\{d\ddot{u}\}$ 构成三维地面运动的集合。

可以假定在地震发生时，没有风、波浪或海流加载作用于结构。根据 Morison 方程（Sarpkaya 和 Isaacson, 1981），沿着管状梁构件的单位长度水动力载荷可计算如下

$$\{f_M\} = -\rho C_a A\{u_n\} - \frac{1}{2}\rho C_D D\left|\{u_n\}\right|\{u_n\} \tag{22.2}$$

式中：

ρ 为周边水的质量密度；

D 为梁的直径；

C_a 为附加质量系数；

C_D 为阻力系数；

$A=\pi D^2/4$。

$\{\dot{u}_n\}$ 为绝对速度矢量的法向分量。绝对速度矢量为：

$$\{\dot{u}_a\} = \{\dot{u}\} + \{\dot{u}_g\} \tag{22.3}$$

采用标准合并处理技术，可将式（22.1）改写为：

$$([M]+[M_a])\{du\}+[C]\{du\}+[K_T]\{du\}=-([M]+[M_a])\{du_g\}+\{dF_D\} \tag{22.4}$$

式中：

$[M_a]$ 为包含式（22.2）的附加质量项的附加质量矩阵。

从时间 t 至 $t+\mathrm{d}t$ 的阻力项的增量被评估为

$$\{dF_D\} = \sum[T_{t+dt}]^T\{f_D\}_{(t+dt)} - \sum[T_T]^T\{f_D\}_{(t)} \tag{22.5}$$

式中：

$\sum$ 表示沿着水中所有构件求和；

而 $\{f_D\}$ 为式（22.2）的阻力项沿着该构件的积分结果；

$[T_T]$ 为转换矩阵。

运动方程即式（22.4）则通过 Newmark–b 法求解（Newmark, 1959）。

22.3.2　非线性有限元模型 Nonlinear Finite Element Model

有限元模型请参见第 2 篇第 19 章。

22.3.3　分析方法 Analysis Procedure

离岸结构的抗震性设计应考虑到关键管系、设备和其他重要部件的运行与安

全要求。这种双重标准通常被用于设计变形处在可接受水平范围内的结构，同时满足地震地面运动最大期望水平下的一组屈服或屈曲标准。因此，非线性动态分析必不可少。

当前分析法的一些特点如下：

诸如 EL CENTRO N–S 的加速度记录则需按比例确定其比例系数，以匹配结构安装区域内的可能地震。

采用三维有限元来确立框架模型。通过弹簧单元来考虑土 - 结构的相互作用。

诱导流体 - 结构的相互作用。通过增加梁柱单元的质量来考虑附加质量的作用。阻力被视为外力对待。

对受重力加载作用的结构进行线性静态分析。其结果被用作后续动态分析的初始条件。

结构质量矩阵可由直接施加在节点上的质量和单元质量组成，后者系采用合并质量法或相容质量法进行评估。

通过运用当前章节所描述的理论来考虑几何与材料的非线性。

位移和力的时程、最大最小值均作为计算结果提供。并根据这些结果来评估相对于地震的结构完整性。

该方法已在计算机程序 SANDY 中加以执行（Bai, 1990），并应用于多项分析。

22.4 数值实例 Numerical Examples

实例 22.1：横向载荷作用下的固支梁

本实例（见图 22.1）的选取系用于说明当前方法的有效性。在当前分析中，仅采用一个梁柱单元为半个梁建模。线性和几何刚度矩阵以及变形矩阵均得以应用。矩形横截面的塑性屈服条件如下

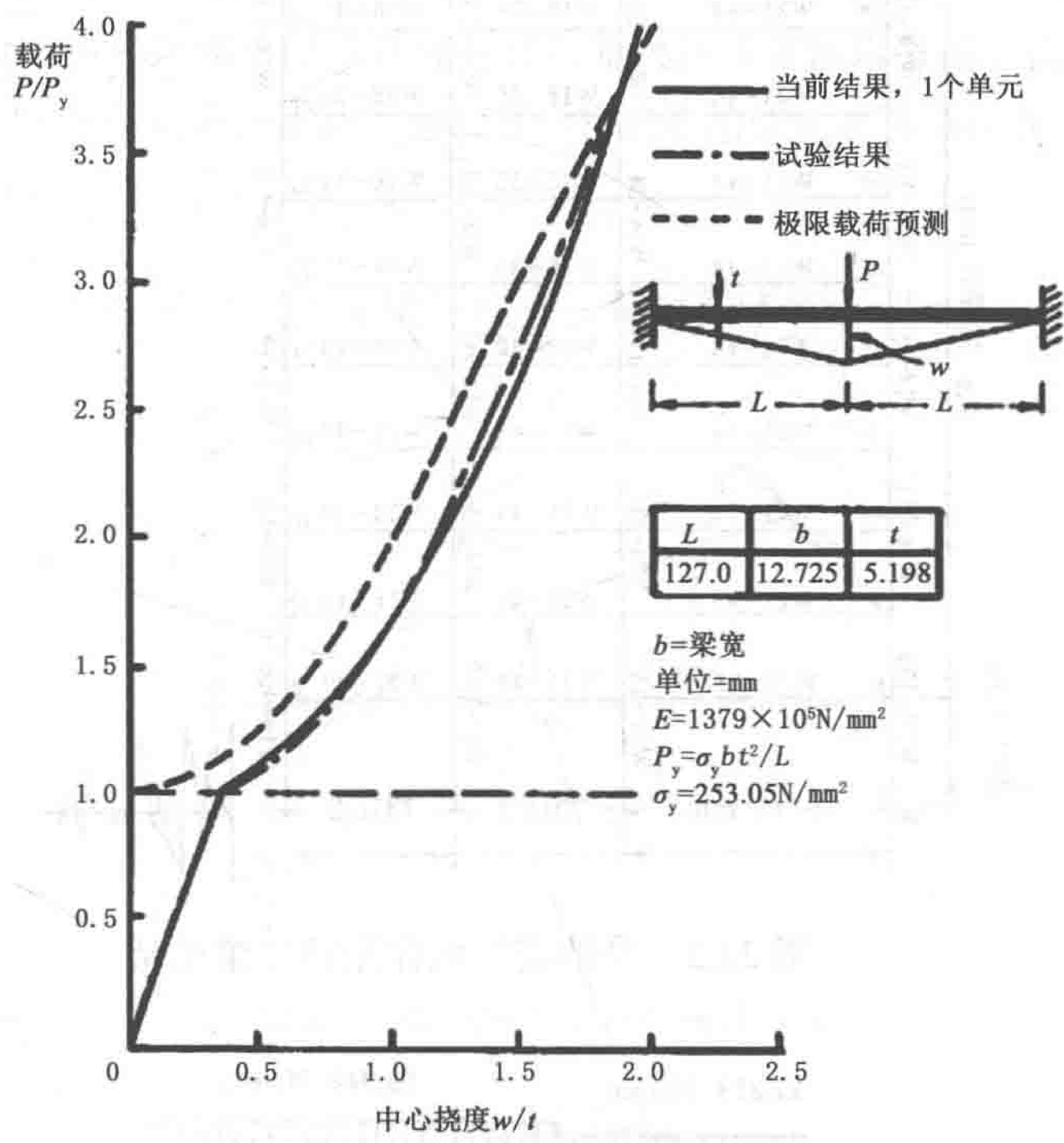
$$M_z/M_{zp}+\left(F_x/F_{xp}\right)^2-1=0 \tag{22.6}$$

式中：

下标“p”表示每一应力分量的全塑性值。

图 22.1 为当前的结果，与试验结果和极限载荷理论结果相吻合（Haythornthwaite,

1957）。未考虑几何非线性时，极限载荷为 P_y。



L	b	t
127.0	12.725	5.198

图 22.1　中心载荷作用下固支梁的弹塑性大位移分析

实例 22.2：受地震加载作用的二维框架

如图 22.2 所示的十层三间框架，已根据 DRAIN-2D 用户指南加以利用，这是熟知的用于平面结构的非线性地震响应分析程序（Kannan 和 Powell, 1973）。采用如图 22.3 所示的静态载荷来进行线性静态分析。其结果被用作动态分析的初始条件。对该框架的分析系采用 EL CENTRO, 1940, N-S 记录的最先 7s 时间，其比例系数为 1.57，峰值地面加速度为 0.5g。各节点处合并的质量均以结构的静载荷为依据。阻尼矩阵被确定为 $[C] = 0.3\,[M]$。框架的建模系每一个物理构件采用一个单元。每一层的水平节点位移均限定为一致。在分析中并未考虑到几何非线性。假定钢梁 i 的塑性屈服条件如下

$$M_z/M_{zp}+1.66\left(F_x/F_{xp}\right)^2-1=0 \tag{22.7}$$

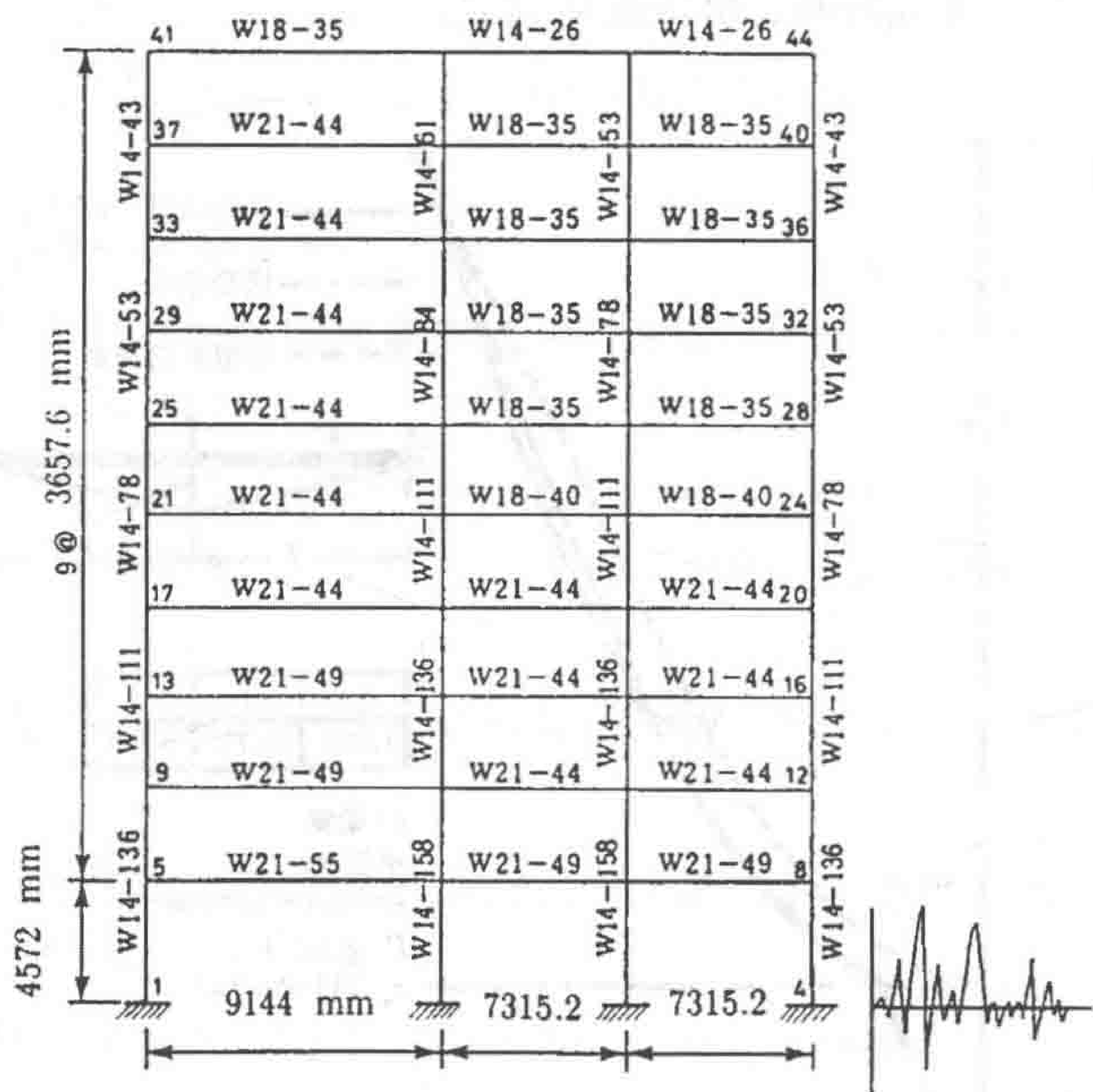


图 22.2 受地震加载作用的二维框架

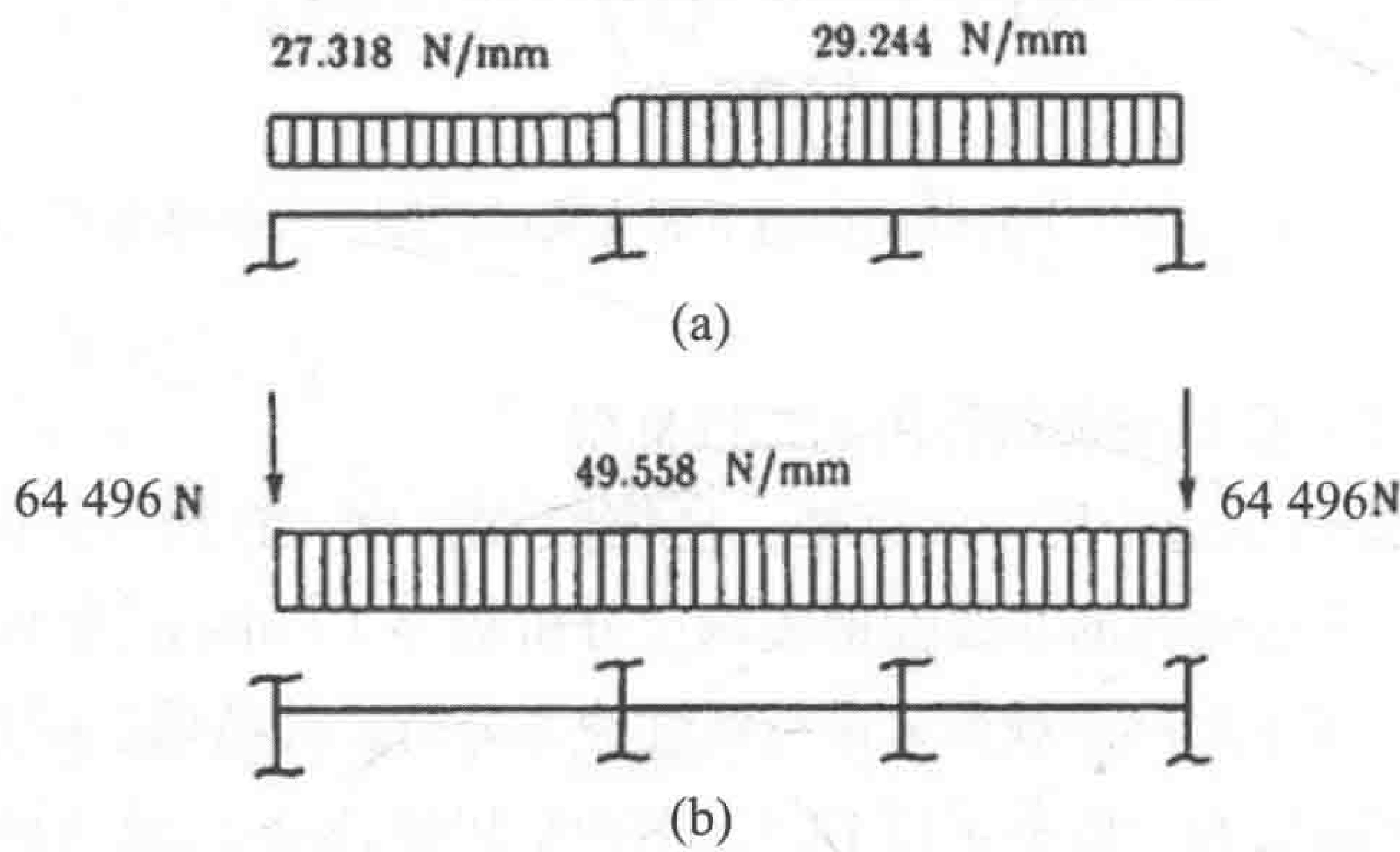


图 22.3 施加在二维框架上的合并质量和静态载荷

(a) 顶部 (b) 所有楼层

典型的结果如图 22.4 所示，其结合了 DRAIN-2D 所预测的结果。两个程序彼此吻合。

实例 22. 3：受地震加载作用的离岸导管架平台

如图 22.5 所示的四腿柱钢质导管架平台是一个现有结构物。其受到水平地

震加载的作用。所应用的地面加速度时程又是结合了放大系数的 EL CENTRO N-S 的最先 7s 时间。采用施加在甲板上的静载荷来进行线性静态分析。流体 - 结构相互作用、土 - 结构相互作用以及几何与材料非线性均需加以考虑。每一个结构构件仅采用一个梁柱单元进行建模。薄壁圆形管状物的塑性屈服条件表示如下

$$\left(M_x/M_{xp}\right)^2+\left(M_y/M_{yp}\right)^2+\left(M_z/M_{zp}\right)^2+$$
$$\sin^2\left\{\frac{\pi}{2}\left[\left(F_x/F_{xp}\right)^2+\left(F_y/F_{yp}\right)^2+\left(F_z/F_{zp}\right)^2\right]^{1/2}\right\}-1=0 \tag{22.8}$$

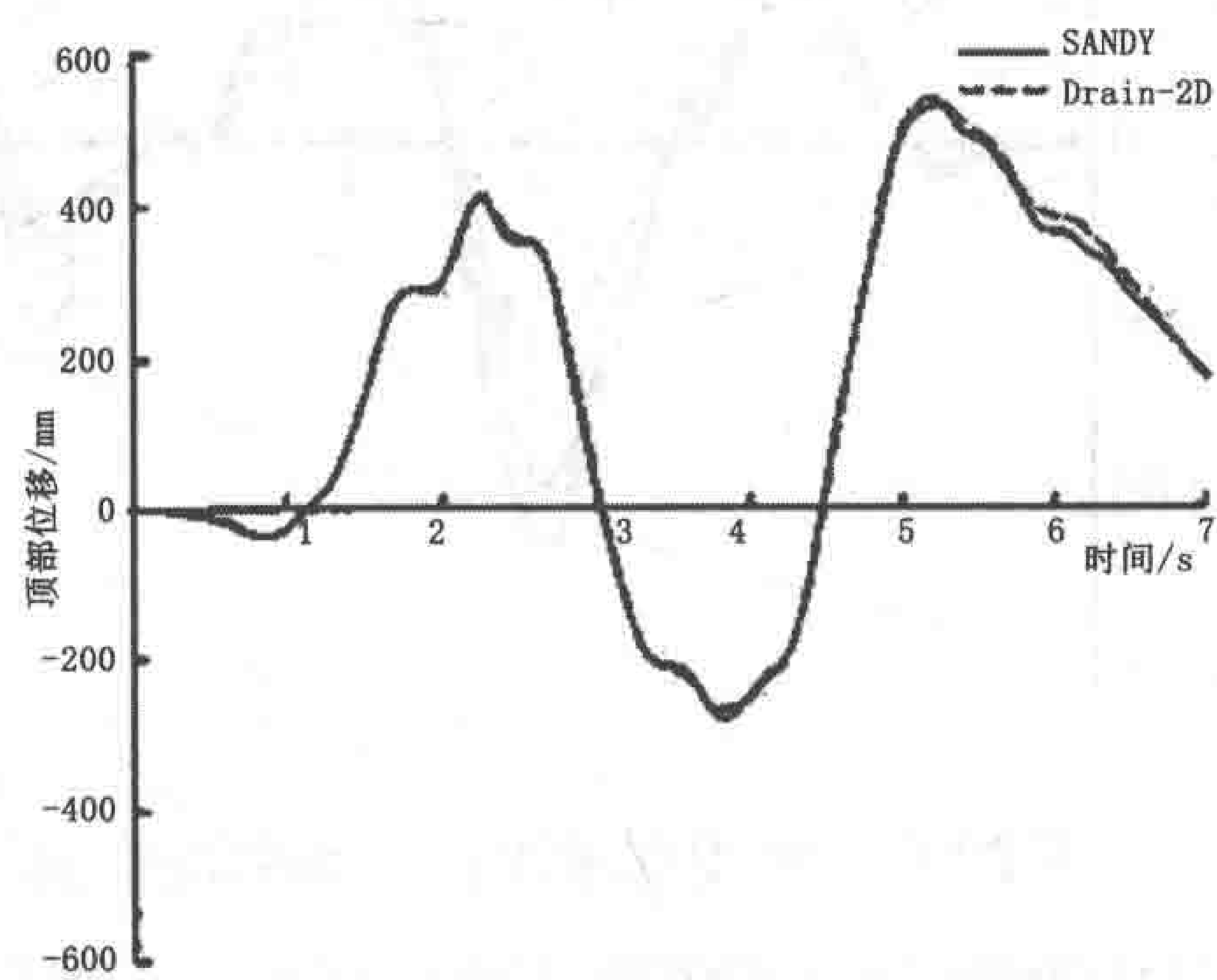


图 22.4　二维框架中的顶点侧移时程

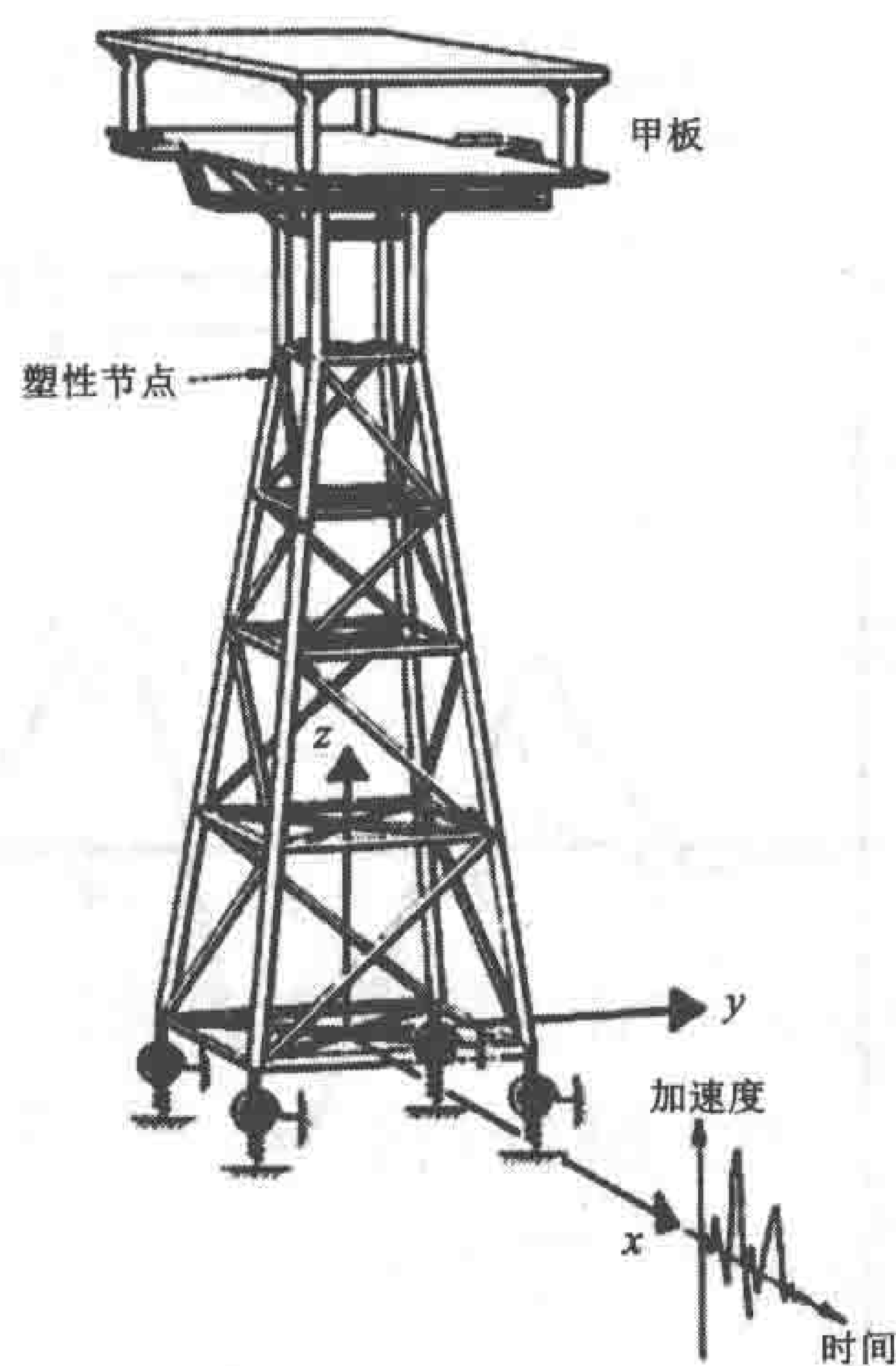


图 22.5　受地震加载作用的离岸导管架平台

表示塑性节点的分布情况（地震比例系数 4.5，时间 3.0s）

地震加速度放大系数的影响如图 22.6 所示。当放大系数大于 2.25 时，就已

经观察到塑性节点的出现。比例系数为 4.5、时间为 3.00s 时，塑性节点的分布如图 22.5 所示。当结构遭受强烈的地面晃动时，其经受的变形较小且出现塑性。

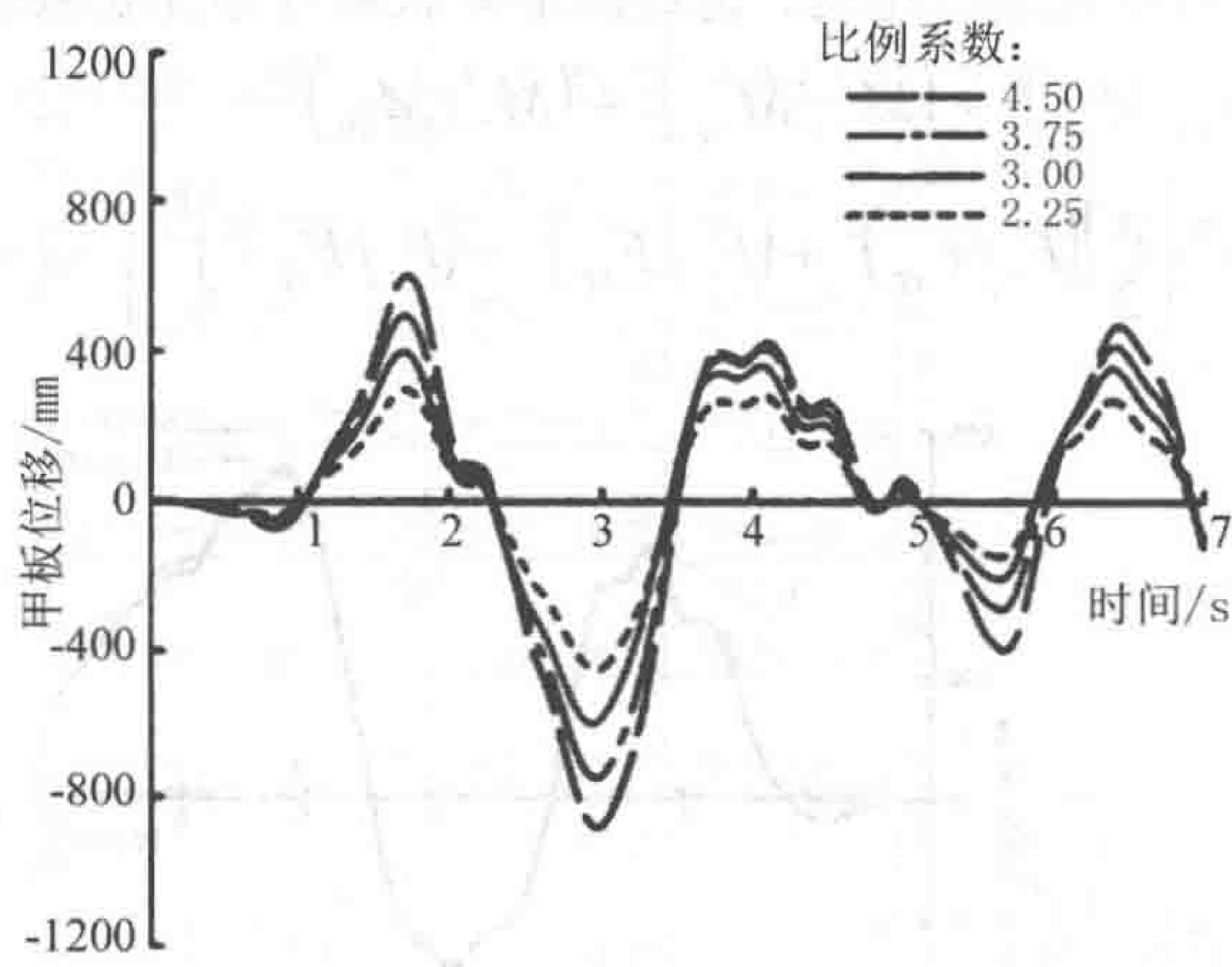


图 22.6　地震加速度比例系数的影响

图 22.7 所示比例系数为 3 时平台甲板在 x 方向上的横向位移时程。在本实例中注意到可忽略与阻力相关的水动力阻尼影响。

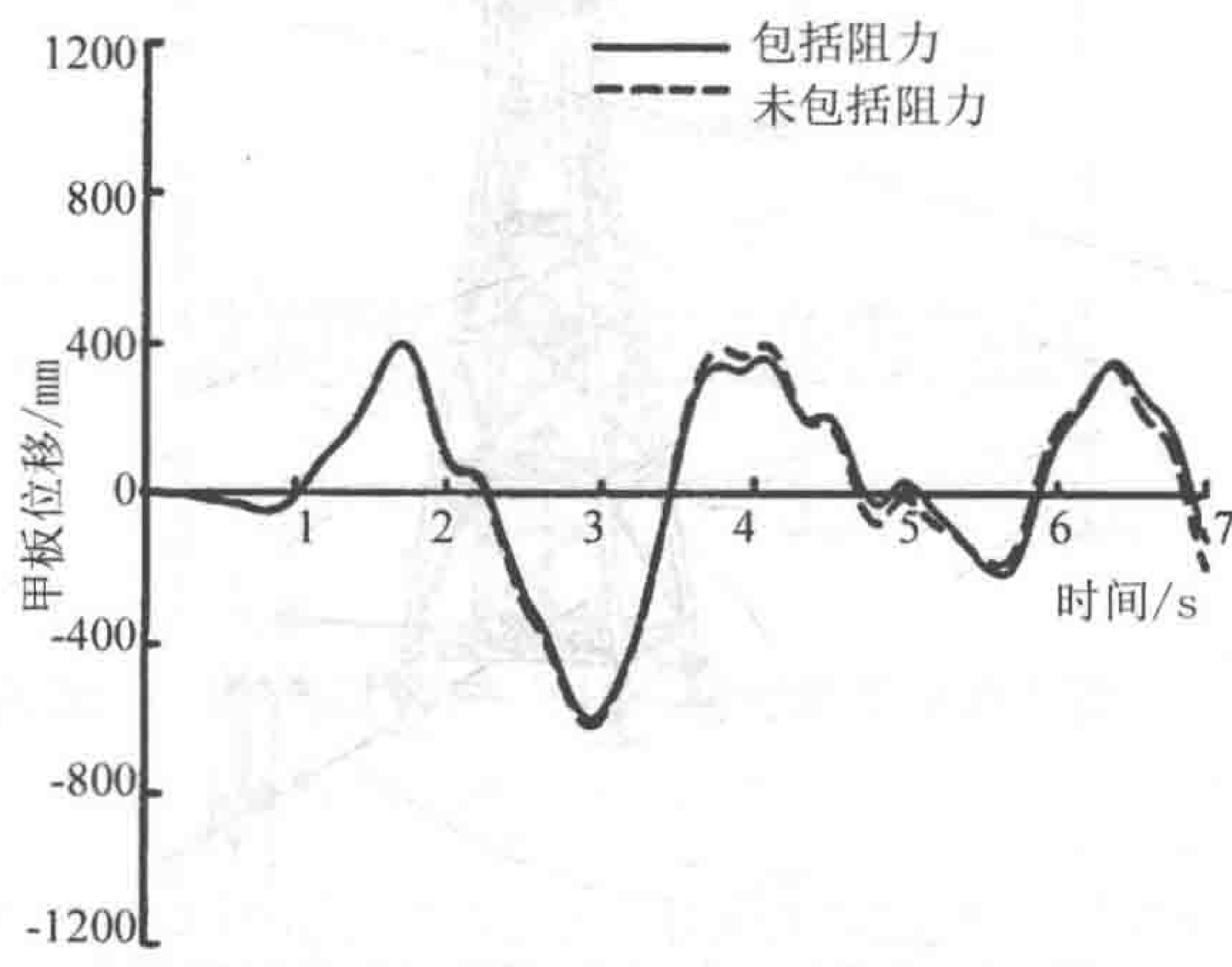


图 22.7　与阻力相关的水动力阻尼影响（地震加速度比例系数 3.0）

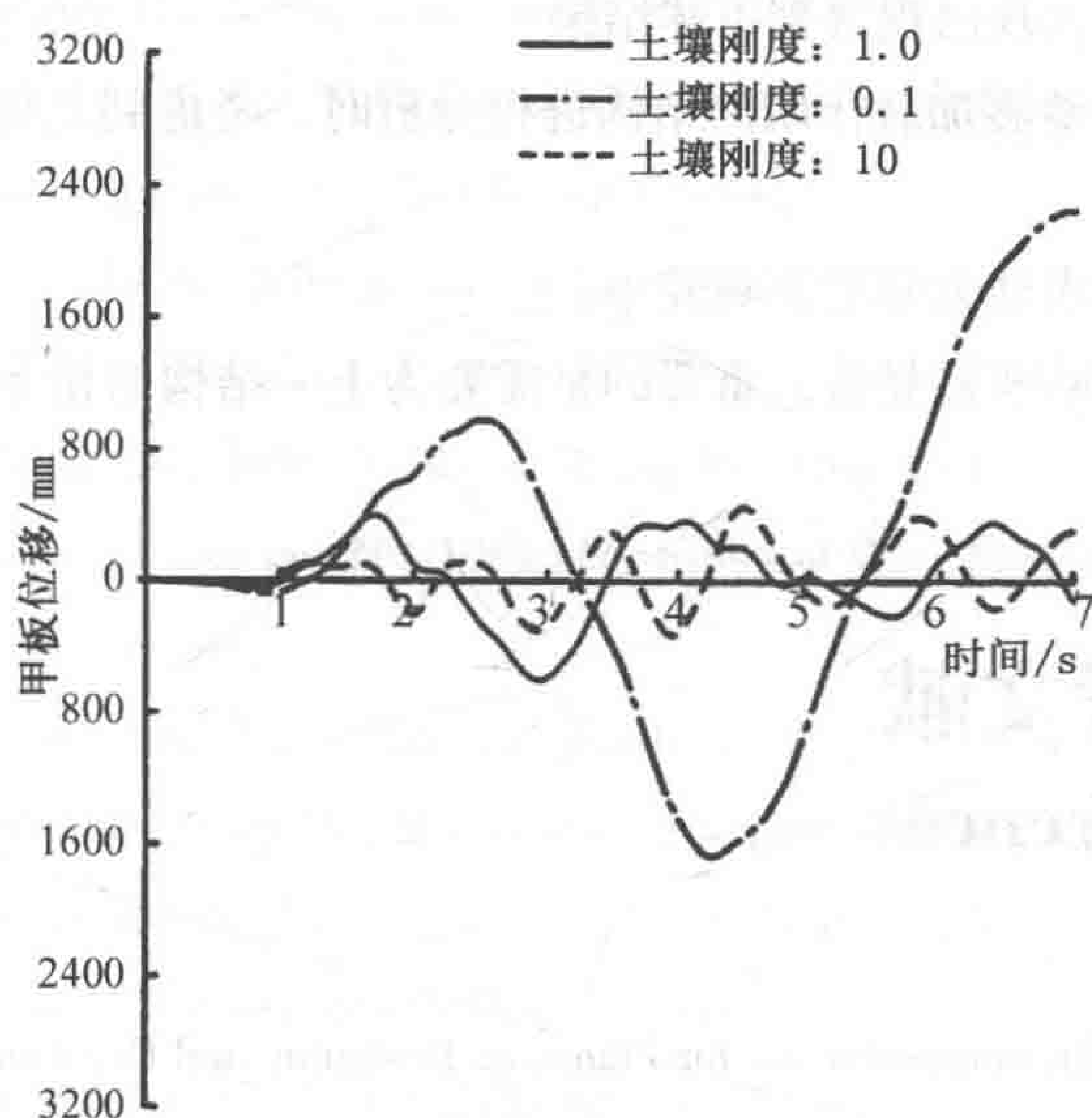


图 22.8 基础刚度影响（地震加速度比例系数 3.0）

图 22.8 所示基础刚度对横向位移时程的影响。随着土壤刚度的降低，振动周期和最大位移显著增加。当土壤刚度的比例系数为 1.0 时，并没有观察到塑性节点。该图也表明了为土 – 结构的相互作用进行合理精确建模的重要性。横向位移的最大值非常之大，会导致甲板上的管系和设备出现问题。

22.5 结论 Conclusions

有关几何与材料非线性三维框架的地震响应分析的方法现得以呈现。并均已导出变形刚度矩阵 $[k_D]$ 和内力矢量 $\{r\}$。该矩阵将相关单元的轴向与横向变形的耦合纳入其中。在结合了塑性节点法之后，所建议的方法就能够为框架精确建模，而且一个物理构件仅采用一个单元。无需数值积分即可评估单元刚度矩阵，这是传统有限元法的常见要求。

数值实例表明该方法既有效又精确。另外，准备输入数据的时间较短。其亦可应用于受碰撞载荷作用下的离岸结构的非线性动态响应分析。

根据实例 22.3，现已观察到下述结果：

在对受到强烈地震加载作用的结构进行分析时，考虑到几何与材料非线性显得至关重要。

与阻力相关的水动力阻尼影响较小。

基础刚度的影响非常显著，重要的是需要为土 - 结构的相互作用精确建模。

22.6 参考文献 References

[1] API (1991), Recommendations for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms, API Recommended Practice 2A (RP 2A), 19th Edition, August 1, American Petroleum Institute.

[2] Archer, J.S., (1965), Consistent Matrix Formulations for Structural Analysis using Finite Element Techniques, AIAA journal, Vol. 3, pp. 1910–1918.

[3] Bai, Y., (1990), SANDY–A Structural Analysis Program for Static and Dynamic Response of Nonlinear Systems, Theoretical Manual. User′ s Manual and Demonstration Problem Manual, Century Research Center Corporation, Japan.

[4] Bai, Y and Terndrup Pedersen, P. (1991), Earthquake Response of Offshore Structures, Proc. 10th int. Conf. on Offshore Mechanics Arctic Engineering, OMAE ‘91, June.

[5] Chopra, A.K. (1995), Dynamics of Structures, Theory and Applications to Earthquake Engineering, Prentice–Hall, Inc.

[6] Clough, R.W. and Penzien, J. (1975), Dynamics of Structures, MsGrwa–Hill.

[7] Haythornthwaite, R.M., (1957), Beams with Full End Fixity, Engineering, Vol. 183 pp. 110–112.

[8] Kannan, A.E. and Powell, G.H., (1973), DRAIN–2D – A General Purpose Computer Program for Dynamic Response of Inelastic Plane Structures, User′ s Guide, Report No. EERC 73–6 University of California, Berkeley.

[9] Nedergaard, H. and Pedersen, P.T., (1986), Analysis Procedure for Space Frames with Material and Geometrical Nonlinearities, Europe–US Symposium – Finte Element Methods for

Nonlinear Problems, Edited by Bergan, Bathe and Wunderlich, Springer, pp. 211–230.

[10] Newmark, N.M., (1959), A Method of Computation for Structural Dynamics, Journal of Engineering Mechanics Division, ASCE, Vol. 85, pp. 67–94.

[11] Penzien, J., (1976), Seismic Analysis of Gravity Platforms Including Soil–sttructure Interaction Effects, Offshore Technology Conference (OTC), Paper No. 2674.

[12] Przemieniecki, J.S., (1968), Theory of Matrix Structural Analysis, McGraw–Hill, Inc.

[13] Sarpkaya, T. and Isaacson, M., (1981), Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures, Van Nostrand Reinhold Company.

[14] Ueda, Y. and Yao, T., (1982), The Plastic Node Method: A New Method of Plastic Analysis, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 34, pp. 1089–1104.

[15] Yao, T., Fujikubo, M., Bai, Y.; Nawata. T. and Tamehiro, M., (1986), Local Buckling of Bracing Members in Semi–Submersible Drilling Unit (1st Report), Journal of the Society of Naval Architects of Japan,Vol. 160, pp. 359–371 (in Japanese).

第 23 章　船舶碰撞和搁浅

Ship Collision and Grounding

23.1 简介 Introduction

发生碰撞和搁浅时，船体将在较短时间内承受巨大载荷的作用。这是一个非线性动态响应过程，包括材料非线性、几何非线性和接触非线性等。需要检查的因素有死亡、货物溢出、破损稳性、残余强度、经济和社会影响等。船舶碰撞和搁浅研究涵盖了许多不确定性因素，例如环境条件、碰撞或搁浅特性、强度等。经过几十年发展目前形成了 5 种船舶碰撞和搁浅的研究方法：经验公式法、分析法、数值仿真法、试验研究法以及近年来开发的风险分析法。分析法和数值仿真法出现较早，因为缺少事故数据，经验公式法的精确性有限。由于相似程度的不确定性，只有船舶的局部或单个构件可用于试验，使试验规模受到限制。风险分析法将概率和统计方法与破损机制结合在一起，关注事故的概率和后果。

船舶在海上发生碰撞和搁浅可能会给船舶、环境和生命带来严重问题。为了理解船舶碰撞和搁浅的后果，需对以下因素进行研究：

（1）溢油。

（2）破损稳性。

（3）船舶撤离。

（4）残余强度。

（5）事故后载荷。

（6）其他后果包括但不限于：事故后火灾、交通堵塞、液化天然气泄漏等。

为了减少船舶碰撞和搁浅事故风险，需提高船舶的运营水平，降低发生事故的可能性，尤其是改善货舱布置和结构防撞性。一旦发生事故，应急响应和救生系统的作用至关重要。

23.1.1 碰撞和搁浅设计标准 Collision and Grounding Design Criteria

就碰撞和搁浅而言，目前尚无公认的设计标准。设计原则基于设计目标。德

国劳氏船级社的入级标志 COLL 可用于衡量耐碰性。美国船级社也有 SafeHull 入级标志，可表明碰撞或搁浅事故后船体梁具有足够的残余强度。国际船级社协会则针对处于浸水状态的散货船制定了一系列统一要求，尽管没有定义浸水状态，但有些要求也可预防像碰撞和搁浅这样的事故。

船舶设计通常考虑 4 种事故极限状态：适用性极限状态、最大极限状态、疲劳极限状态和偶然极限状态。根据不同事故类型（从火灾、爆炸、冲击波到碰撞和搁浅），可以建立不同的加载场景。并基于不同的预期目标（例如安全目标、环境目标和财产目标）确定事故极限状态。

23.2 船舶碰撞和搁浅的力学原理 The Mechanics Principle of Ship Collision and Grounding

Minorsky 吸收能量与破损材料量关系公式非常著名，在过去 40 年里得到了广泛应用。涉及船舶碰撞和搁浅事故的力学可分为两种：内部力学和外部力学。内部力学计算船舶的结构失效响应，而外部力学则计算船舶刚性船体在碰撞和搁浅作用力以及水动力压力下的整体运动。

23.2.1 内部力学原理 Internal Mechanics Principle

分析内部力学的方法有 4 种简单公式法、简化分析法、简化有限元法和非线性有限元仿真。

在所有方法中，简单公式法的计算量最小。近期研究包括 Zhang 等的正面碰撞研究、Zhang, Pederson 和 Zhang 的搁浅研究、Pederson 等的船舶与桥梁碰撞研究以及 Wang 和 Yi 等人提出的许多公式。初始能量吸收结果的精确性可以接受，但不适用于载荷和应力。简化分析法是在过去二十年里发展起来的，Wang 等概述了这种方法的应用。简化分析法抓住了结构防撞性的基本特点，建模不多。除能量吸收外，还适用于载荷仿真。Paik 等于 1999 年采用了简化有限元法，但该

方法没有得到广泛应用。

随着计算机技术和软件功能的提高，近年来非线性有限元仿真的发展非常迅速。该方法优于其他方法，已经成为最好的选择。采用非线性有限元仿真，可以对涉及高度非线性、摩擦力和接触的更复杂情况进行考虑，结果也极为精确，这是普通方法无法企及的。有限元法软件包括 DYNA3D、DYTRAN 和 PAMCRASH。

23.2.2 外部力学原理
External Mechanics Principle

使用较为广泛的外部力学方法是简化法。

Matusiak 对船舶碰撞和搁浅事故中的船舶运动进行了完整的六自由度仿真。就外部力学而言，主要问题是如何对被撞船舶和撞击船舶之间的接触面进行建模。一种方法是通过非线性有限元分析首先确定接触面，然后在船舶运动分析中施加载荷。

荷兰进行了全尺寸试验，然后又进行了 37 次实验室试验，研究撞击船舶的运动以及与水的相互作用，主要涉及 5 个参数对运动的影响，包括碰撞速度、碰撞角度、位置、两船的质量比和球鼻艏。

23.3 船舶碰撞研究
Ship Collision Research

与船舶碰撞相关的因素包括：

（1）碰撞特性：与刚性物体、离岸平台或其他船舶发生碰撞。

（2）碰撞强度：撞击船舶的速度、位移、吃水和相对方位。

（3）被撞船舶的情况：位移、吃水、速度和相对方位。

（4）环境条件：风、波浪和海流。

（5）船舶结构承受碰撞的能力。

碰撞通常涉及两个物体：被撞船舶和撞击物体或两艘船舶。根据碰撞船舶的中心线和相对位置以及物体的速度向量，碰撞可分为正面碰撞和侧面碰撞，结构

响应更关注相对位置。

在这个领域，许多研究者进行了大量工作，包括 Peterden、Samuelides、Frieze 和 Zhang。根据刚体碰撞力学基本理论，Pedersen 和 Zhang 全面研究了船舶碰撞的外部力学，并提出一种用于计算能量转换和冲量变化的分析方法。该方法认为碰撞过程中能量的损失量由撞击船舶的质量、碰撞速度、碰撞位置和碰撞角度等决定：

$$\Delta E=\frac{1}{2}(1+C_{a1})m_1(V_r)^2-\frac{1}{2}\left[(1+C_{a1})m_1+(1+C_{a2})m_2\right]\cdot V^2$$
$$=\frac{1}{2}\cdot\frac{(1+C_{a1})(1+C_{a2})m_1m_2}{(1+C_{a1})m_1+(1+C_{a2})m_2}(V_r)^2 \tag{23.1}$$

就船舶尺寸对碰撞后船舶破损的影响而言，Pedersen 和 Zhang 发现如果被撞船舶越大，船舶侧面的破损就越小。

Paik[1] 在研究船舶碰撞的内部力学时，将船首和侧面的破损机制分开考虑。该方法假定：对一个碰撞部位进行分析时，其他部位为刚性（见图 23.1 和图 23.2）。



图 23.1　船舶侧面结构破损分析



图 23.2　船艏破损分析

Wang 和 Ohtsuho 提出一组板失效模式公式，可用于分析船舶的侧面碰撞和搁浅。Wang 等人进行了一系列试验，研究双壳船舶碰撞和搁浅过程中变形模式和能量吸收的内部力学。Hysin 和 Scharrer 采用简化方法对滚装船成功进行了一系列计算，用于预测碰撞力 – 碰撞深度曲线、吸收能量 – 碰撞深度曲线以及船舶侧面破损面积的大小。

Paik 开发了有限元分析程序 ALPS/SCOL，可计算在刚性船首碰撞下被撞船舶侧面结构的响应。该程序采用非线性单元技术，能够节约时间并减少建模工作量。

Brown 开发的 SIMCOL 程序可用于对碰撞的内部力学和外部力学进行时域分析。Simonsen 开发的 DAMAGE 程序可以分析碰撞作用下的船舶结构，从 5.0 版起能够考虑船首的变形情况。Pedersen 和 Zhang 开发的 DTU 模型程序可用于分析船舶碰撞的外部力学。

图 23.3 为船 – 船碰撞情况下资产潜在损失（PLP）的计算程序。资产潜在损失可定义为每种单独情况下碰撞频率与相应经济后果之积，能够表达事故后的资产风险情况。首先根据结构设计中的主要船舶特征确定目标结构，然后建立被撞船舶和撞击船舶的有限元模型，并确定模型的单元类型、网格尺寸、结构材料模型、失效模式以及周围水的影响。采用非线性有限元法进行显式碰撞仿真，计算目标船舶的结构破损。然后计算出破损钢材的量，并据此估算更换破损钢材所需的修理成本。确定了各种情况下船 – 船碰撞的频率后，即可将频率与修理成本相乘计算出资产潜在损失。

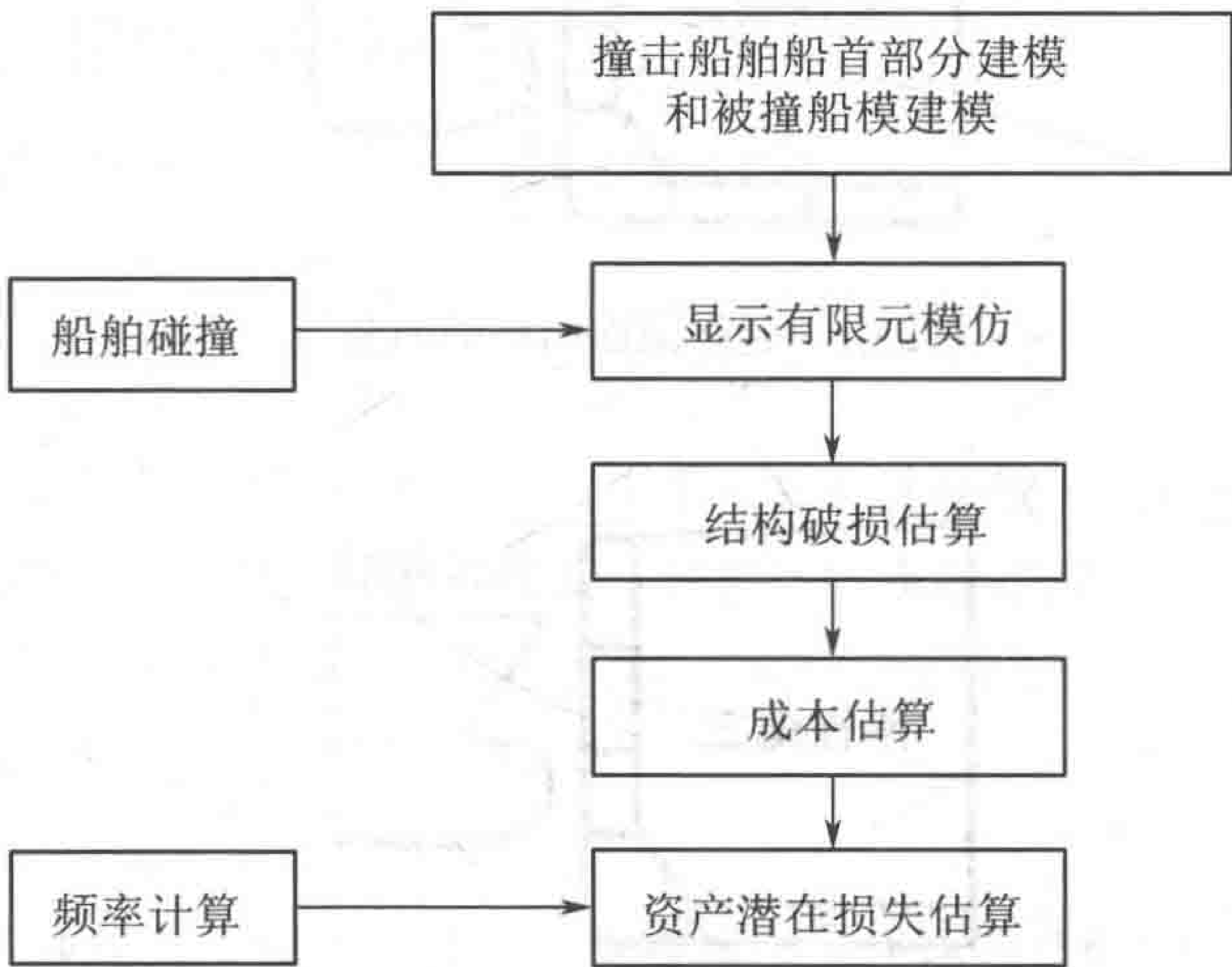


图 23.3　资产潜在损失的计算程序

由于无法虑及每一种碰撞情况，可采用取样技术随机选择几种，不仅包括最严重情况，也包括其他较轻微的碰撞事件[3]。每种情况由一组参数确定，包括船舶质量、撞击船舶的速度、吃水、碰撞角度、碰撞位置以及船首形状，每个参数都是具有特定概率密度分布的随机变量。根据历史数据或从其他来源获取的数据即可构建概率密度函数，基于所有参数的概率密度函数可生成这些参数的几组随机数，这样就确定了所选择的情况。

撞击船舶建模过程中，被撞船舶的所有板和加强筋均按分段线塑性进行建模。为了使结果更为精确，被撞船舶的碰撞部位（包括船舶侧面及部分船底和甲板）应采用精确网格加亮显示。其他部分可使用粗糙网格，这样耗时较少。图 23.4 为 Suezmax 级双壳油船的有限元模型。

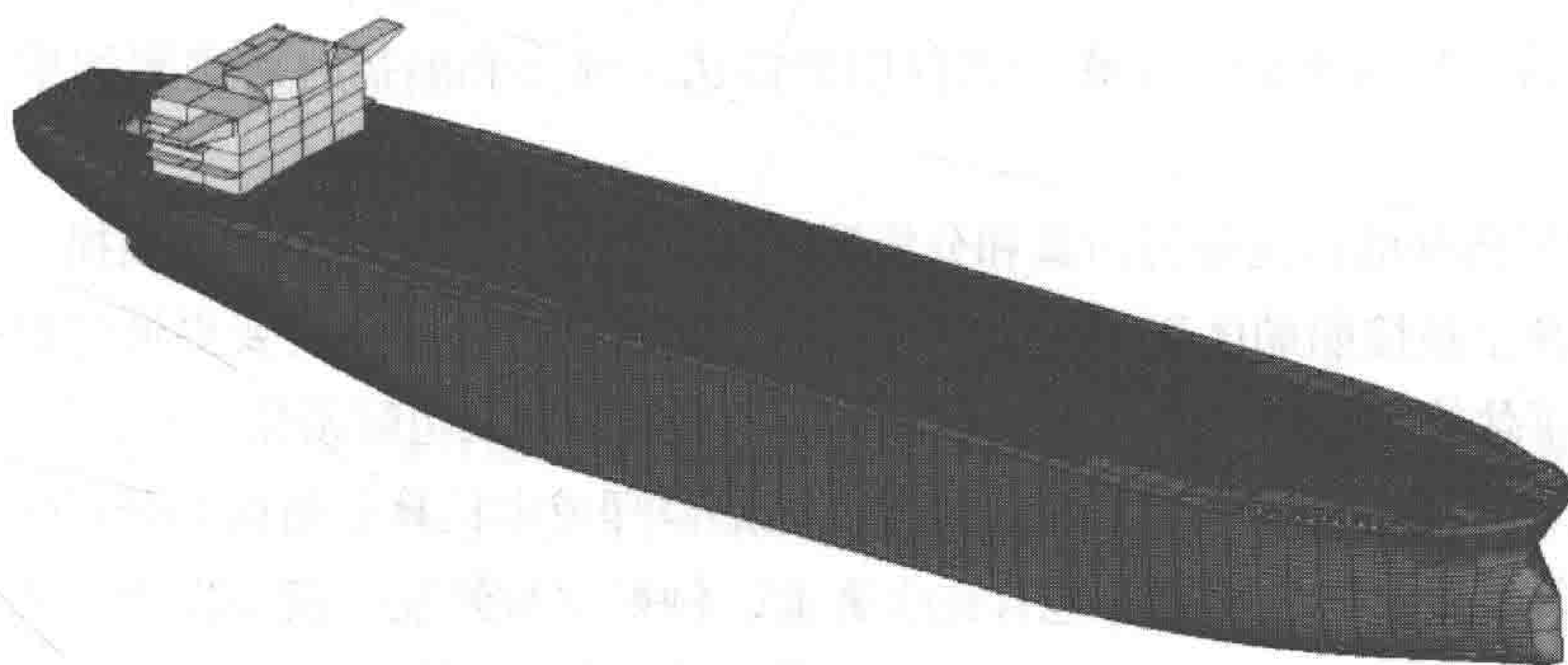


图 23.4　Suezmax 级双壳油船的有限元模型

不同碰撞情况采用了不同的撞击船舶类型。Lützen 介绍了不同船首的形状模型，包括集装箱船、油船和货船等。可用于撞击船舶有限元模型的不同船首几何模型如图 23.5 所示。



图 23.5　用于撞击船舶的船首几何模型

船 – 船碰撞仿真可采用非线性有限元法。输入被撞船舶有限元模型和撞击船舶船首的有限元模型，即可对每种情况的后果（即结构破损）进行评估。船 – 船碰撞情况的仿真实例如图 23.6 所示。

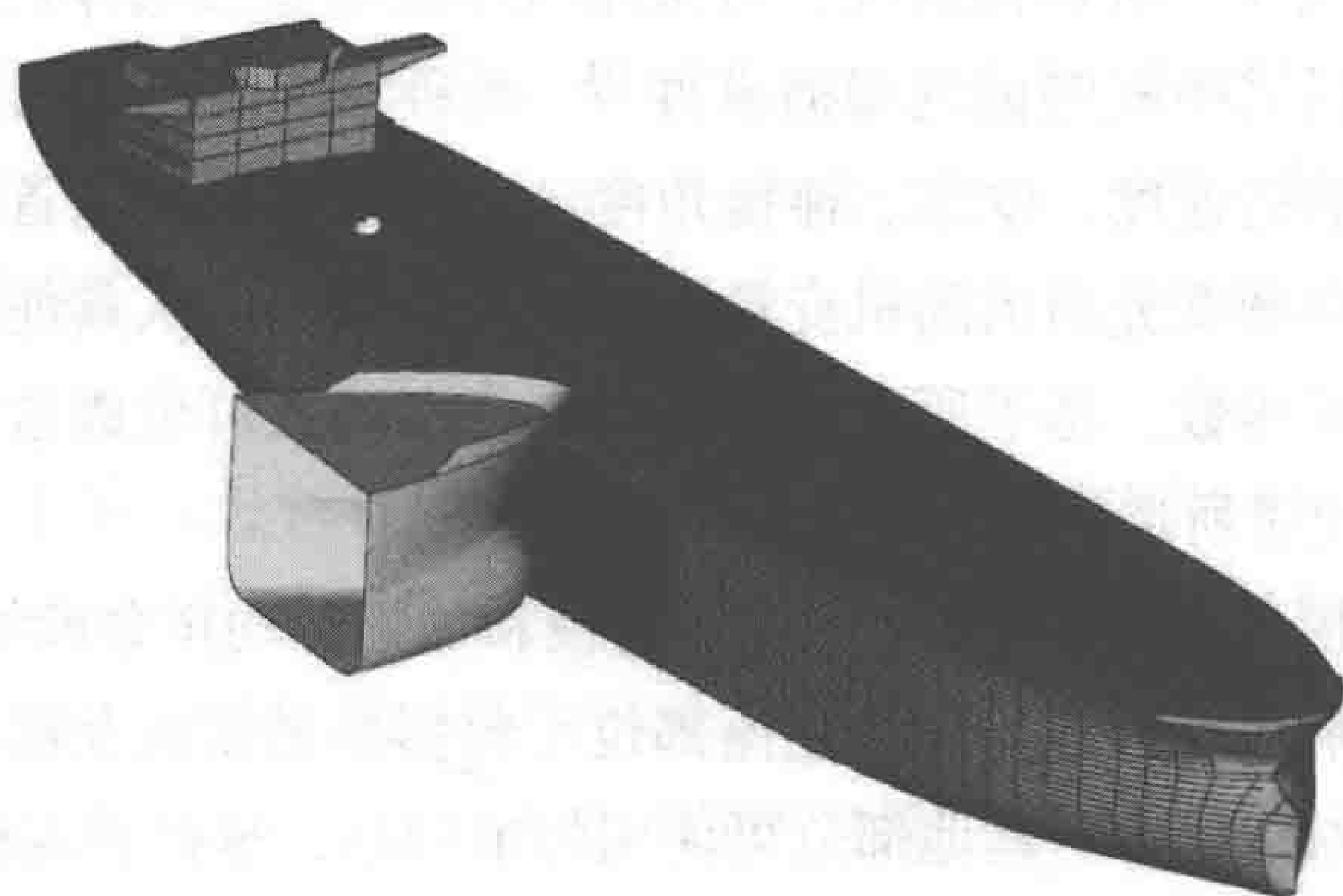


图 23.6　船 – 船碰撞有限元仿真实例

可将周围海水的影响作为被撞船舶横荡、纵荡和艏摇时的虚附加质量予以考虑[4]。

对所选择的情况进行仿真和分析后，即可确定被撞船舶的结构破损。分析程序能计算出被撞船舶体积的变化情况，但结果不能直接用作需要更换的破损钢材量。为了估算需更换的破损钢材量，每种情况均需引入边际系数。

经济后果可视为船舶的修理成本。船舶修理成本估算包括保险公司估算和专家组估算[5]。船舶修理成本包含许多方面，例如钢材修复、设备损坏、货物损失成本等。比如，钢材修复成本可根据破损钢材量进行估算。

芬兰海事管理局（FMA）的一项研究[6]对芬兰水域大部分常见事故类型（即碰撞、搁浅和接触）的损失成本进行了估算。根据保险公司的赔偿金额，芬兰海事管理局估算了船舶的修理成本，包括需更换的钢材量、设备修理成本等。

碰撞和搁浅频率计算为起因概率与几何概率之积[7,8]。起因概率指船舶即将发生碰撞时无法避免事故的概率，几何概率为领航员不采取行动的情况下碰撞对象数量的概率。起因概率可根据历史事故统计数据，采用故障树分析法或贝叶斯网络法予以计算。佩德森模型[9]可用于计算几何概率，如图 23.7 所示。模型考虑了两条航道相交处发生的碰撞，碰撞对象数量可用下式计算：

$$N_a=\sum_{ij}\frac{Q_i^{(1)}Q_j^{(2)}}{V_i^{(1)}V_j^{(2)}}D_{ij}V_{ij}\frac{1}{\sin\theta} \tag{23.2}$$

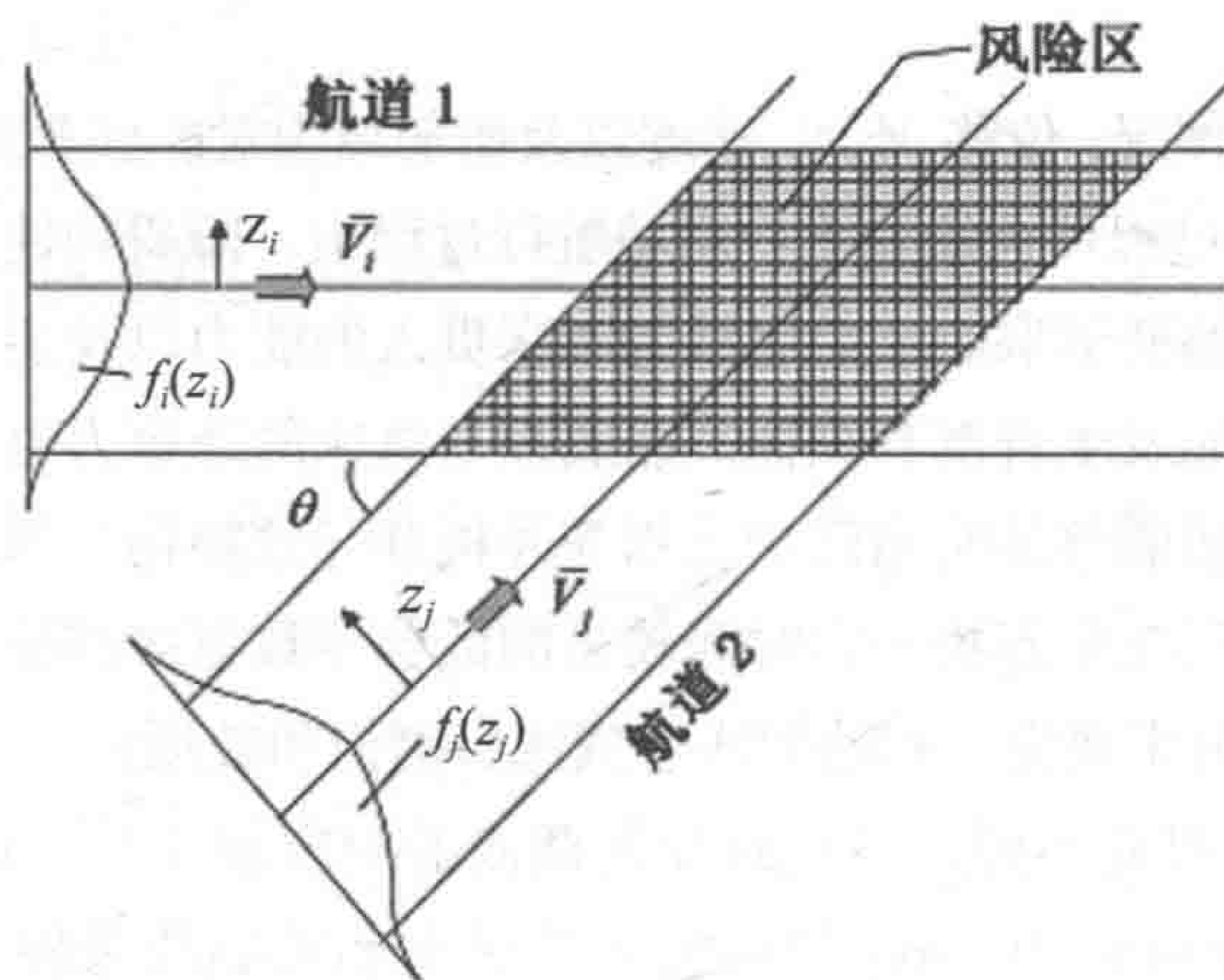


图 23.7 相交航道的佩德森模型

式中：

V_{ij} 为撞击船舶的相对速度，D_{ij} 为碰撞几何直径，$Q_i^{(1)}$和$Q_j^{(2)}$分别为被撞船舶和撞击船舶的交通流，$V_i^{(1)}$和$V_j^{(2)}$分别为被撞船舶和撞击船舶的速度。

国际海事组织将资产潜在损失估算为事故频率与相应材料破损成本之积，因而可采用下式计算资产潜在损失：

$$PLP = \sum_i F_i \times C_{\text{rep},i} \tag{23.3}$$

式中：

F_i 为第 i 种碰撞情况，$C_{\text{rep},i}$ 为第 i 种碰撞情况对应的经济后果，所以资产潜在损失就是各种情况的资产潜在损失之和。

23.4 船舶搁浅研究 Ship Grounding Research

与船舶搁浅相关的因素包括：

搁浅障碍物的特性：海底软或硬、垂直位置、自由液面下方的障碍物形状和

尺寸以及环境。

搁浅船舶的情况：位移、吃水、速度以及船舶结构对船底弯曲或割伤的承载力。

船舶搁浅的过程可介绍如下：船舶航行过程中，障碍物使结构底部向内弯曲或被割开。船舶的变形取决于船底抵御海床贯入的能力以及船舶稳性。碰撞力的垂直分量导致船舶发生升沉和纵摇。船底板与海床的摩擦力也会吸收部分能量。如果出现断裂，船舶移动时障碍物会割开外板并导致割伤，问题将非常严重。如果搁浅后船舶停留在障碍物上，时间较长的话会导致更多破损。因而应该将船舶搁浅分成三个部分来研究：初始搁浅、搁浅后割伤和破损。

与船舶碰撞研究不同，最初对船舶搁浅的研究较少[10]。Card 首先进行了统计学研究。Vaughan 将 Minorky 经验公式扩展至船舶搁浅条件，并假定船舶碰撞或搁浅能量可分为两部分：表面能量和体积能量。表面能量对应于撕裂和切割，体积能量则对应于变形。通过试验可以得到比例系数。

Amdahl 和 Kavlie 对双壳船舶结构 1/5 比例模型进行了搁浅试验和数值仿真。Paik 和 Lee 对楔形切割加筋板进行了一系列缩尺模型试验。Vredveldt 和 Wevers 基于双壳油船结构 1/4 比例模型进行了三次搁浅试验，用于获取贯入、冲击力、结构失效和刚体运动等数据。三次试验中，一次为轻微搁浅，另外两次为导致内船体破裂的严重搁浅。根据试验结果，纵向加强筋无法承受纵向贯入，因为连接加强筋和船底板的焊缝在船舶接触岩石前就失效了。对于割伤，增加横向加强筋数量或板厚的效果要优于增加纵向构件。在一个人造岛上，Sterndorff 和 Pedersen 利用废弃渔船进行了一系列搁浅试验，搁浅速度从 2m/s 至 5.5m/s。试验对船舶的横荡、升沉和纵摇加速度以及变形等数据进行了测试。根据加速度值可以确定刚体速度和运动，通过求解运动方程能得到海床和船首的相互作用力。

撞击物体的形状和尺寸被视为重要因素。Alsos 等根据海床障碍物的形状将其分为三种类型，即岩石、暗礁和浅滩。与岩石搁浅相比，浅滩搁浅仍然是实践中最常遇到的，尽管并未引起太多关注。

针对浅滩搁浅事故中双层底油船的结构特性，Yao 等引入了一个理论模型，结合了 Hong 和 Amdahl 用于梁和列板的简化分析模型以及 Yu 和 Hu 的连接加强筋模型。采用该方法可同时确定总变形能量和搁浅阻力。

三种典型的双底构件为：纵向梁、横向地板和船底外列板。Hong 等开发了三种简化分析模型。Yu 等证明搁浅过程中板上的加强筋非常重要，但前一种涉及加强筋的方法无法获得详细的变形特性，因而 Yu 等针对纵向梁、横向地板和船底外列板上的加强筋开发了简化分析模型。

1. 纵向梁理论模型

根据 Hong 和 Amdahl，变形能量可表达为

$$E_{girder}=M_{0_girder}\pi H\left(1+2\sqrt{1+\tan^2\theta}\right)\cdot\frac{1-\tan^2\theta}{\tan\theta}+\frac{4N_{0_girder}H^2}{\sqrt{3}}\sqrt{\frac{1}{4}+\tan^2\theta} \tag{23.4}$$

式中：

M_0 和 N_0 分别为单位条形板的完全塑性弯矩和相应的条形板塑性膜力，H 和 θ 分别为垂直压毁距离的一半和机械结构的压毁波角。可计算为

$$2H=1.0836D+0.0652 \tag{23.5}$$

$$2\theta=0.94\alpha-0.0048\alpha^2 \tag{23.6}$$

式中：

D 和 α 分别为压头的压入深度和倾角。

2. 地板理论模型

地板的变形能量可分为两部分：中心变形能量和四周变形能量，可分别表达为

$$E_{floor,\ central}=4M_{0_floor}\left(2.58\frac{H^2}{t}+\left(\frac{\pi}{2}\right)^2+\pi C\right) \tag{23.7}$$

$$E_{floor,side}=\frac{14}{3}\pi M_{0_floor}b+29.68\frac{N_{0_floor}H^3}{b} \tag{23.8}$$

式中：

C 为接触面横向宽度的一半，b 可计算为

$$b=2.85H\sqrt{\frac{H}{t_{floor}}} \tag{23.9}$$

式中：

t 为地板厚度。

3. 船底外列板理论模型

船底外列板的变形能量可表达为

$$E_{plating}=4l\left(M_{0_plating}\Delta\varphi+\frac{N_{0_plating}}{\sqrt{3}}\sqrt{u_0^{\ 2}+v_0^{\ 2}}+\frac{2M_{0_plating}C}{R}\right) \tag{23.10}$$

式中 l 为压毁长度，第一项为塑性弯曲能量，第二项为纵向铰合线之间材料的膜张力，第三项为与压头前表面接触的板的变形能量。

4. 加强筋理论模型

搁浅过程中船底的加强筋可分为三种类型：纵向梁加强筋、横向地板加强筋以及船底外列板加强筋。Yu 和 Hu 研究并提出了各种加强筋的模型，三种加强筋的变形能量可分别计算，并以 E_{gs}、E_{fs} 和 E_{ps} 表示。需注意的是船底外列板加强筋的变形能量涉及垂直于接触面的搁浅阻力，详细信息可参见 Yu 和 Hu 的论文。

总变形能量和搁浅阻力的计算程序如图 23.8 所示。

总能量为先前计算的所有构件的变形能量之和，根据总变形能量可推导出内部作用力 $F_{H,plasticity}$ 和 $F_{V,plasticity}$，即

$$E_{total}=F_{H,plasticity}+F_{V,plasticity}\cdot D \tag{23.11}$$

$$F_{V,plasticity}=F_{H,plasticity}/\tan\alpha \tag{23.12}$$

考虑到搁浅阻力，F_H 可表达为

$$F_H=g(\mu,\alpha)\cdot F_{H,palsticity} \tag{23.13}$$

$$F_H=g(\mu,\alpha)=1+\frac{\mu}{\tan\alpha} \tag{23.14}$$

根据力平衡，F_V 和 P 可表达为

$$F_V=g(\mu,\alpha)\cdot F_{H,plasticity}/\tan\alpha \tag{23.15}$$

$$P=\sqrt{F_H^2+F_V^2} \tag{23.16}$$

式中：

μ 为摩擦系数，F_H 和 F_V 分别为水平和垂直搁浅阻力，P 为垂直于压头接触面的搁浅阻力。

变形能量和搁浅阻力是耦合的，因而这是一个迭代过程，直至变形能量收敛。首先计算总变形能量，其中计算船底外列板加强筋的变形能量时不包含涉及 P 的项，然后计算搁浅阻力，并用上述步骤计算得到的搁浅阻力代替船底外列板加强筋的变形能量。重复这些步骤直至满足收敛条件。

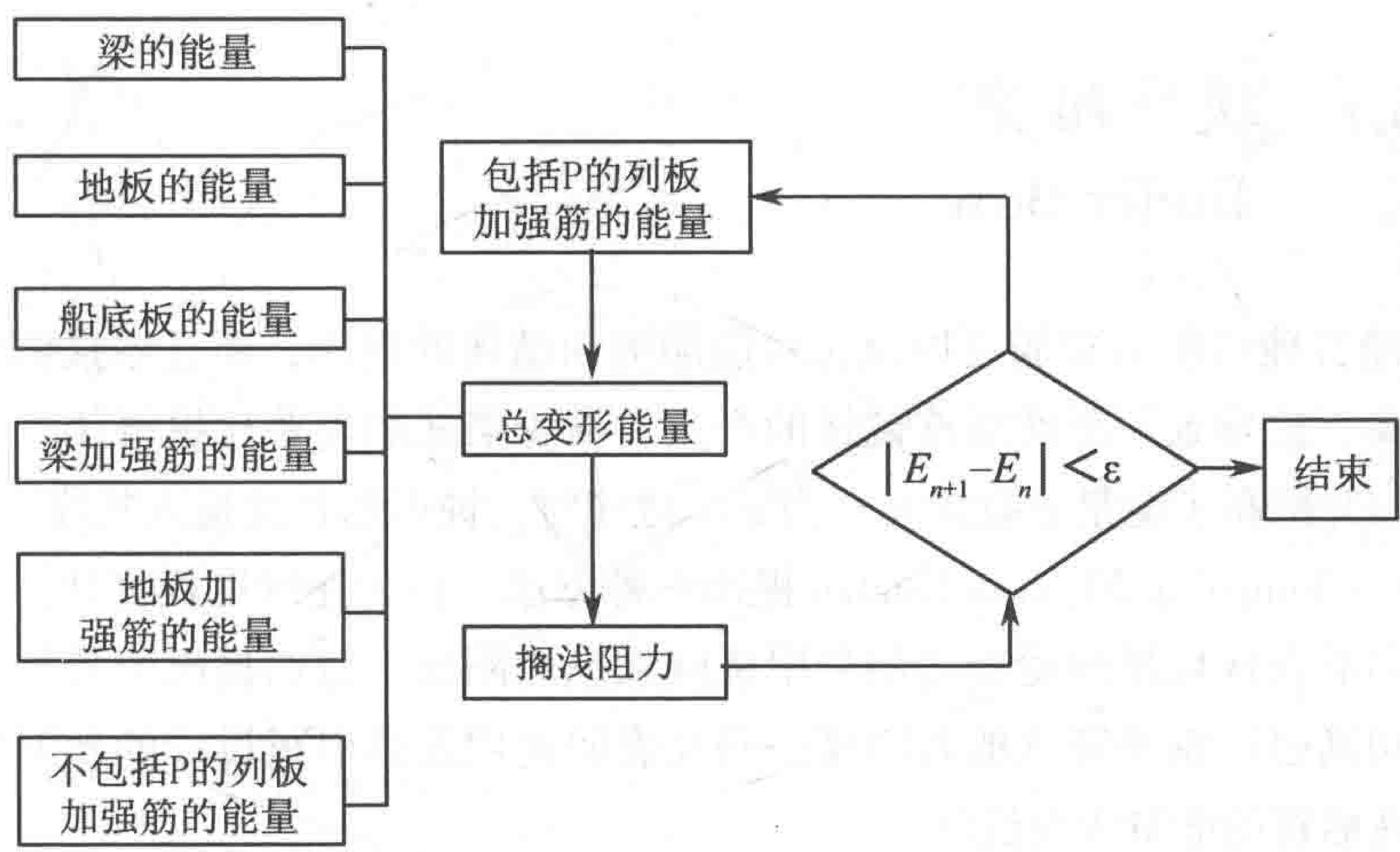


图 23.8　变形能量和搁浅阻力的计算程序

23.5　针对碰撞和搁浅的设计
Designs Against Collision and Grounding

基于对船舶碰撞和搁浅事故中变形模式、能量吸收以及碰撞力与船舶侧面和底部结构贯入之间关系的研究，科研人员针对碰撞和搁浅新设计方法进行了大量开发。被撞船舶的结构防撞性需要提高，而另一方面，降低撞击船舶的刚度也是一种选择。根据船舶位置以及被撞船舶和撞击船舶的相对刚度，破损程度存在差异。

日本运输部资助的 ASIS 研究计划旨在提高油船在碰撞和搁浅时的安全性。从主动还是被动减少结构破损的角度，可将结构设计新方法分为新型船舶设计和缓冲船首设计。

新型船舶设计是被动设计，目的是通过改变传统船舶侧面结构和船底结构，提高侧面结构的防撞性和船底结构的抗搁浅能力。缓冲船首设计是主动设计，通过降低船首结构的刚度而不明显影响船舶的水动力特性来减少被撞船舶侧面的破损。

23.5.1 缓冲船首 Buffer Bow

船首撞击能力较弱可以减少对船舶侧面结构的损伤，而且增强侧面结构成本较高，这导致了缓冲船首设计的产生。横骨架式船首要比纵骨架式船首更具柔性，并提高了能量吸收能力。当发生碰撞时，钝形船首的贯入较浅。

Gu Yongning 和 Jiang Huatao 提出一种方法，称为连续甲板设计。可通过交错排列船首区域横向舱壁之间的甲板降低纵向刚度。他们提出的另外一种方法则采用高强度钢来降低船首刚度。研究表明使用连续甲板设计的新型缓冲船首可提高船首的能量吸收性能。

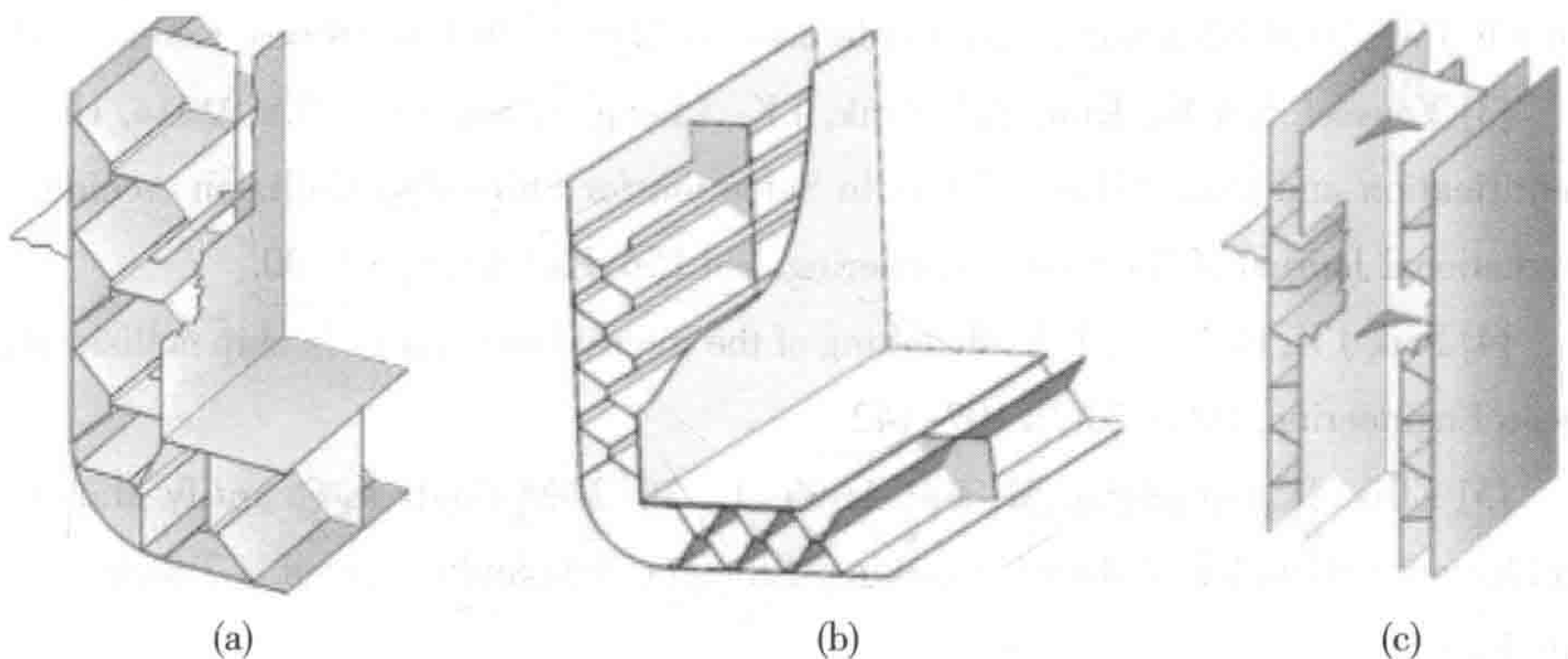
23.5.2 夹层板 Sandwich Plate

Klanac 等研究了几种防撞钢夹层板概念设计，并与船舶舷侧外板的传统结构进行了比较，证明钢夹层板设计的能量吸收能力要高于传统设计。欧盟的 SANDWICH 项目通过试验、数值和分析方法对局部冲击加载作用下的钢夹层板特性进行了研究，结果也证明具有较强的能量吸收能力。

23.5.3 创新性双壳设计 Innovative Double Shell Design

目前双壳是大型油船侧面结构设计的主流，不仅满足了 US OPA90 法规的强制性要求，而且减少了船舶碰撞导致的环境污染，这已经在实践中得到了证实。因而近年来开发的众多侧面结构设计新方法主要改变了壳板和侧面纵梁的结构和布局。

新结构设计对双壳间构件进行的改变包括 NOAHS 和 NOAH II 侧面结构、采用 Y 型纵梁结构的 Y 核心侧面结构、加筋板结构、使用混合纵梁的侧面结构 [1] 等。这些新型侧面结构均可提高侧面结构的冲击能量吸收能力。图 23.9 为赫尔辛基技术大学 Schelde 造船和船舶实验室提出的一些创新双壳设计。



(a)　(b)　(c)

图 23.9　创新双壳设计

(a)Y 核心侧面结构　(b)X 核心侧面结构　(c) 波纹状核心侧面结构

Wang Zili 提出一种用于液化天然气船和超大型油船的新型防撞双壳结构。Brown 等也提出一种方法，通过增加水平梁和肋板的数量并改变尺寸来提高侧面结构的防撞性。

现有船舶侧面结构新型设计方法的一个主要缺点是结构重量增加。如果不增加结构重量，其能量吸收能力并不显著优于传统结构，甚至不如传统结构。这个缺点限制了船舶侧面结构新型设计方法的推广，因而非常有必要开发不增加重量也能明显提高能量吸收能力的船舶侧面结构。

23. 6　参考文献 References

[1] Paik J K, Chung J Y, Pedersen P T, Wang Ge. On rational design of double hull tanker structures against collision[A].The society of naval architectures and marine engineers 1999 annual meeting preprints[C], 1999.

[2] Youssef S, Ince S T, Kim Y S. Potential loss of property evaluation for suezmax-class double-hull oil tanker involved in ship-ship collisions. International[C]// Proceedings

of the ICTWS 2014 7th International Conference on Thin-walled Structures. Korea. 2014

[3] Youssef, S.A.M., Kim, Y.S., Paik, J.K., Cheng, F. and Kim, M.S., 2014, Hazard Identification and Probabilistic Scenario Selection for Ship-ship Collision Accidents, International Journal of Maritime Engineering, Vol.156, Part A1, pp.61-80.

[4] Paik J K, Pedersen P T. Modelling of the internal mechanics in ship collisions[J]. Ocean Engineering, 1996, 23(2): 107-142.

[5] Ellis, J., Lundkvist, M. and Arola, T., 2012, Methods to Quantify Maritime Accidents for Risk-based decision making, Efficient, Safe and Sustainable Traffic at Sea (EfficienSea).

[6] FMA, 2008, Costs of Vessel Traffic Accidents, Finnish Maritime Administration publication, 3/2008, Helsinki, Finland.

[7] Fujii Y, Tanaka K. Traffic capacity[J]. Journal of Navigation, 1971, 24(04): 543-552.

[8] Macduff T. The probability of vessel collisions[J]. Ocean Industry, 1974, 9(9).

[9] Pedersen P T. Collision and grounding mechanics[J]. Proceedings of WEMT, 1995, 95(1995): 125-157. Seou1,1995,2.

[10] Jones N. A Literature Survey on the Collision and Grounding Protection of Ships[R].Ship Structure Committee Report No.SSC- 283, 1979.

第3篇　疲劳和断裂
Fatigue and Fracture

第24章　疲劳和断裂机制

Mechanism of Fatigue and Fracture

24.1 引言
Introduction

疲劳是周期性加载所致的材料累积损伤。许多结构构件必须在其使用寿命内承受无数次应力交变。海洋结构物上的此类加载实例包括与波生加载相关的交变应力、涡致振动（VIV）以及因风力和其他环境影响所致的载荷波动。在下述几节将对基础的疲劳机制进行论述。有关疲劳分析的详实理论背景信息可参见 Almar-Naess (1985)、Gurney (1979)、Maddox (1991)、Suresh (1991)、Dover 和 Madhav Rao (1996)。近期发表的相关论文的详尽清单可参见 ISSC 论文集（1988, 1991, 1994, 1997, 2000）。AWS (1985) 可被视为疲劳强度设计的代表性规范。船舶疲劳研究的最新进展可参见 Xu (1997) 和 Xu 和 Bea (1997)。

作为极限状态设计标准的一部分，本篇涵盖第 16 章 ~ 第 22 章的内容。

24.2 疲劳概述
Fatigue Overview

一般而言，每一次循环的载荷幅值均不足以使结构自身出现结构失效。但是，当结构所经受的累积损伤达到临界水平时就会出现失效。某一个结构细部的疲劳寿命直接与疲劳过程相关，其可划分为下述三个阶段：

- 裂纹萌生；
- 裂纹扩展；
- 最终断裂失效。

裂纹萌生：这与材料的微观特性密切相关。从特定情况来看，焊接损伤总是存在于内部以及焊接面上。此类焊接损伤会触发裂纹扩展，通常在焊接面上形成。

裂纹扩展：与裂缝萌生相比，裂纹扩展阶段较易理解，而且有不同的理论可

为裂纹增长建模，例如，断裂力学。控制裂纹扩展的主要参数是结构细部所处的应力范围。此外，焊接几何形状和初始裂纹尺寸均对结构细部的疲劳寿命有较大影响。在焊接结构中，疲劳裂纹几乎总是源自于焊接损伤处，扩展期为疲劳寿命的 90% 以上。

断裂失效：当裂纹尺寸扩展为临界尺寸时最终将发生结构细部的断裂失效。最终断裂取决于诸多参数，如应力水平、裂纹尺寸和材料韧性。与裂纹萌生相似，最终断裂期内的疲劳寿命时限很短，与裂纹扩展阶段相比通常可予忽略。

疲劳可分为：

- 高循环（低应力）疲劳；
- 低循环（高应力）疲劳；

一般而言，如果至失效时的循环次数少于 10^4，则将疲劳失效称为“低循环疲劳”。高循环疲劳的循环次数通常是数百万次。对于海洋结构物，后者才是实际问题所在。

疲劳分析的方法：概而言之，有两种疲劳分析法，即 *S–N* 法和疲劳力学法。*S–N* 曲线法在疲劳设计中广为应用，通常也是最合适的方法。断裂力学法被用于确定可接受的裂纹尺寸；评估断裂裂纹增长情况；规划检查和维修策略等。*S–N* 曲线法有三种计算疲劳损伤的方式，这取决于确定疲劳载荷的方法：

- 简化疲劳分析；
- 谱疲劳分析；
- 时域疲劳分析。

为研究疲劳和断裂损伤机制，已进行了很多次的试验以验证材料特征。这些特征可分为两类：应力可控疲劳和应变可控疲劳。

24.3　应力可控疲劳 Stress-Controlled Fatigue

应力可控疲劳一般与高循环（低应力）疲劳相关，此时材料的大部分均呈弹性。即便是最临近缺口的材料变成了塑性，塑性区范围以及其中的应力也是有限

的。由于应力与应变成正比，疲劳强度通常可以应力表示。

1893 年，研究铁路轮轴的 Wohler 是最早从事应力可控循环加载对疲劳寿命影响研究的人员之一。这项调查研究揭示了一些重要的事实，图 24.1 上部为应力范围与失效前循环次数的比例图。首先，失效前的循环次数随应力范围的减小而增多。在特定应力范围以下时（即一般指耐疲劳强度极限的面积），疲劳寿命无限。其次，出现缺口时疲劳寿命明显降低。这些观察结果表明疲劳是一个三阶段过程，其包括萌生、扩展和最终失效阶段（见图 24.2）。

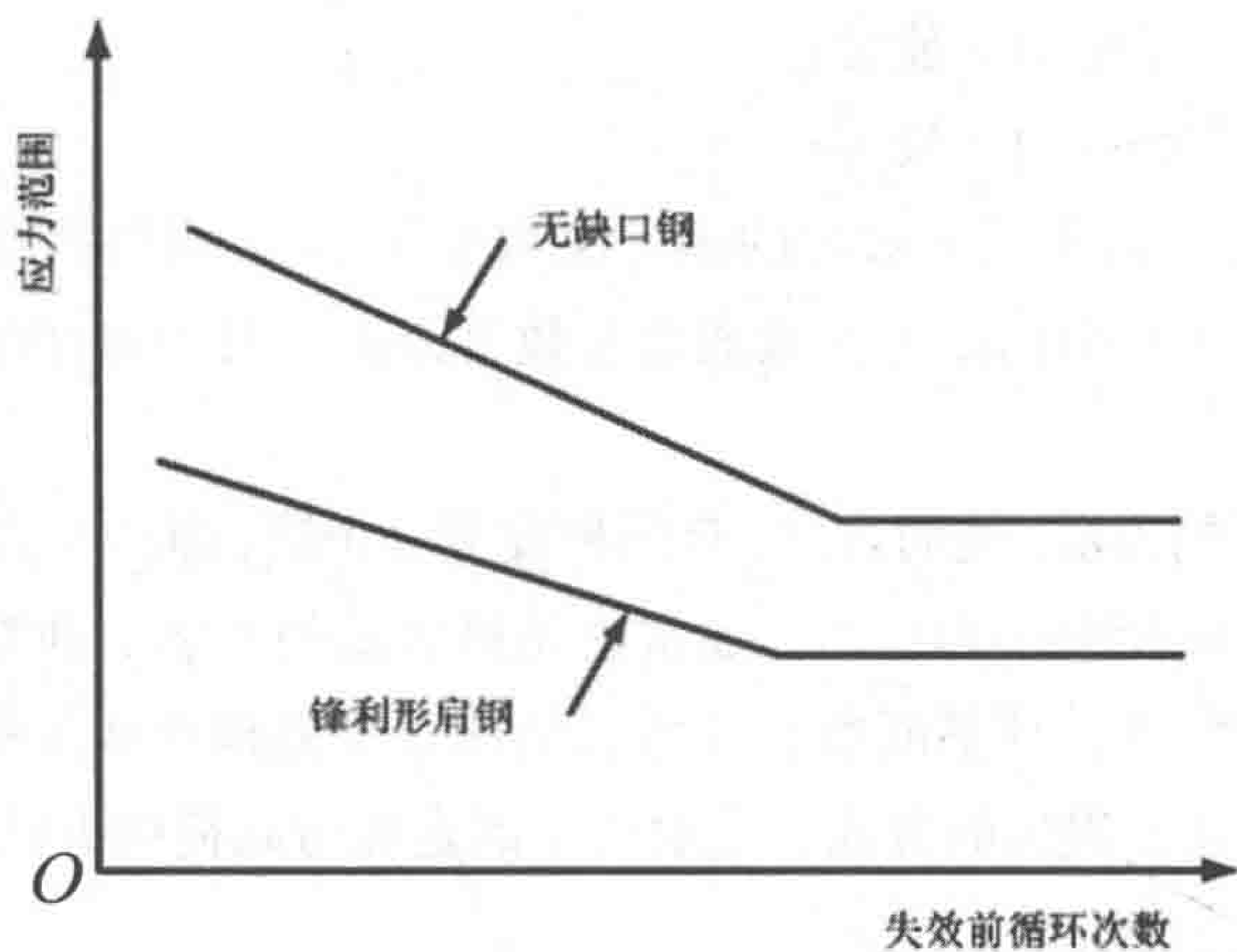


图 24.1　克虏伯轴钢的 Wohler *S–N* 曲线

通过应力可控疲劳测试确立的 *S–N* 曲线一般表示为：

$$N=KS^{-m} \qquad (24.1)$$

式中：

N 为失效前的循环次数；

S 为应力范围；

m, K 为取决于环境、测试条件等的材料常数。

在多数情况下，*S–N* 曲线图的 y 轴为应力，其幅值为总应力范围的一半。应予注意，即 *S–N* 曲线存在明显的散布情况。这种散布情况系影响 *S–N* 曲线的因素所致，如：

- 壁厚；
- 腐蚀；
- 材料的型号和状况，包括许多冶金学变量；

- 测试环境、试样表面、测试机械的对齐情况等；
- 残余应力、平均应力或应力比；
- 局部应力峰值（缺口效应）。

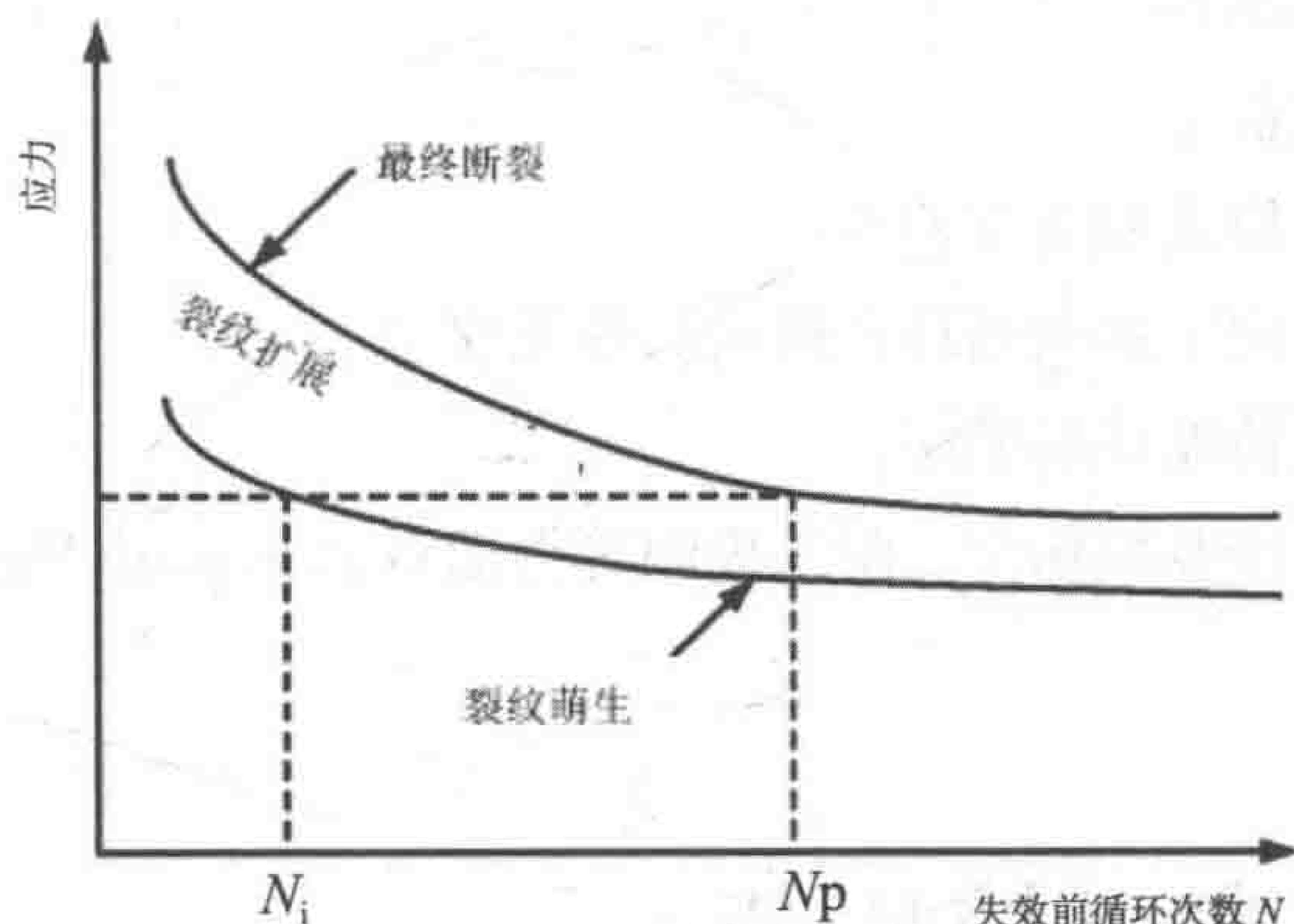


图 24.2　疲劳寿命图示（萌生和扩展阶段）

上述的前两个因素已明确用于疲劳设计规范。

24.4　变幅加载的累积损伤 Cumulative Damage for Variable Amplitude Loading

至今所讨论的多数疲劳数据均源自于恒幅和恒频测试。不过，这些结果在现场实际的工作条件下是不真实的。许多结构均受到一系列载荷波动和频率的作用。为预测结构细部的疲劳寿命（基于恒幅测试数据的可变载荷历程），已应用了许多累积损伤理论。例如，Palmgren–Miner 累积损伤定律（Miner, 1945）表示：

$$\sum_{i=1}^{k}\frac{n_i}{N_i}=1 \tag{24.2}$$

式中：

k 为载荷谱区块中应力范围水平的数量；

S_i 为第 i 水平应力范围；

n_i 为施加在 S_i 上的应力循环次数；

N_i 为 S_i 的疲劳寿命。

Miner 假设最初以下述假设为依据（Fricke 等，1997）：

- 正弦载荷循环；
- 纯交变载荷；
- 作为失效模式的裂纹萌生；
- 对耐久极限下载荷循环所致的损伤无作用；
- 不考虑载荷循环的顺序；
- 已建议在涉及损伤比、耐久极限等方面对 Palmgren-Miners 定律进行修正。

24.5 应变可控疲劳 Strain-Controlled Fatigue

受应变可控加载作用的试样的疲劳一般指低循环、高应力疲劳。与低循环疲劳相关的应力通常会大到足以在应力集中区产生显著的塑性变形。因此，应力与应变之间的关系将不再呈线性。这一关系的常见特征是滞后回线（见图 24.3），其可随着循环的变化而改变。如图 24.3 所示，$\Delta\varepsilon_p$ 为塑性应变范围，$\Delta\varepsilon_T$ 为总应变范围。$\Delta\varepsilon_e=\Delta\varepsilon_T-\Delta\varepsilon_p$ 为弹性应变范围。

在工程应用中，多数与低循环疲劳相关的基础测试均已在恒定的应变范围条件下进行。测试结果已表明，疲劳寿命（N）与应变参数相关。Manson (1964) 基于其测试数据建议，可将应变与疲劳寿命之间的关系表示为

$$(\Delta\varepsilon_p)^m N=constant \tag{24.3}$$

上式表明，$\lg(\Delta\varepsilon_p)$ 与 $\lg N$ 之间呈直线关系，其斜率为 $-m$。指数 m 的值是一个取决于材料和环境条件的变量，约取值为 0.5。

为导出 $\Delta\varepsilon$-N 曲线，宜区别考虑弹性和塑性应变。弹性应变范围通常根据应力幅值与载荷交变次数（S-N 曲线图）之间的关系进行描述：

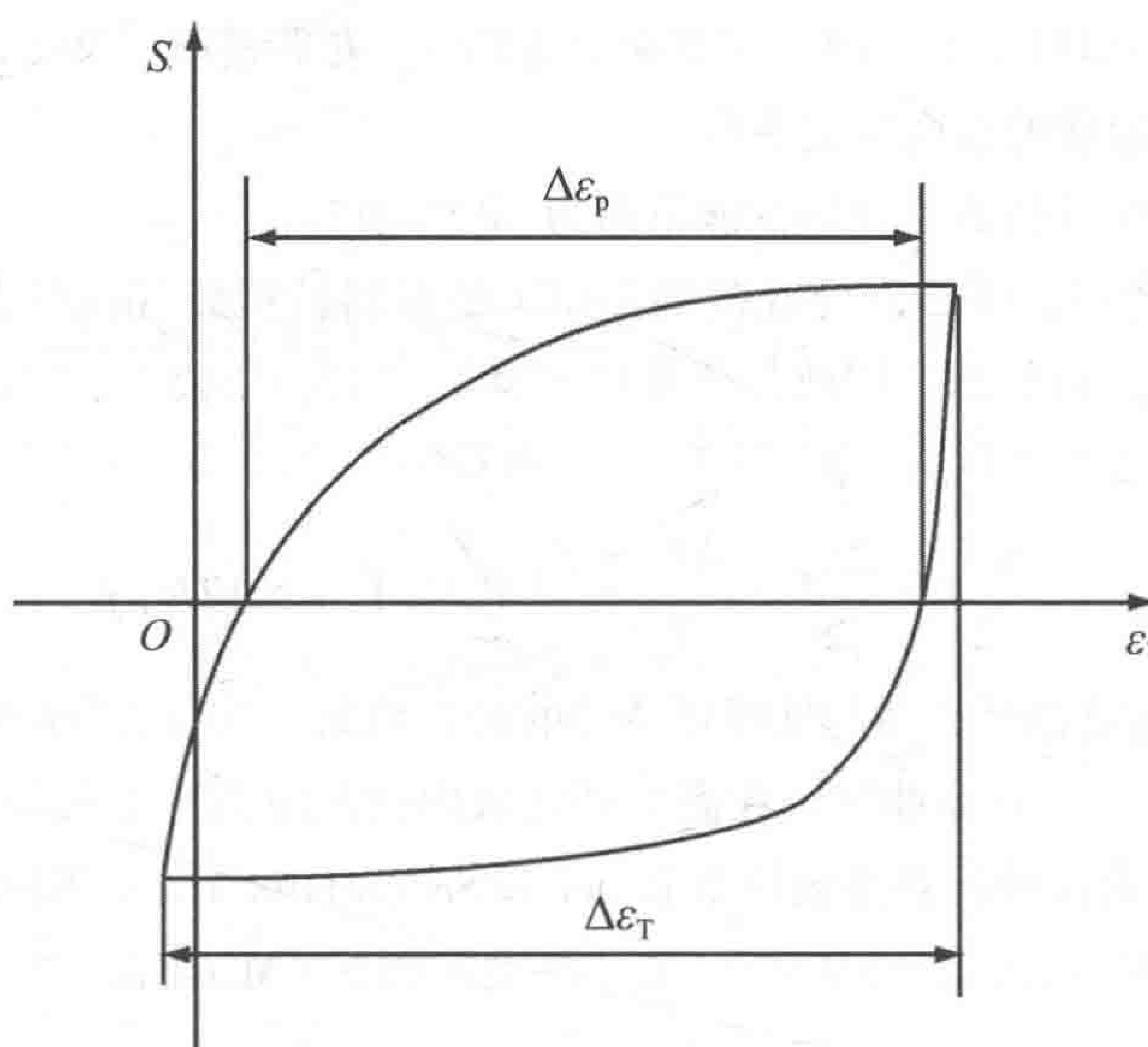


图 24.3　周期性应力 - 应变回线

$$\frac{\Delta\varepsilon_e E}{2} = S_a = S_f^{'}(2N_f)^b \tag{24.4}$$

式中：

$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2}$为弹性应变幅度；

E 为弹性模量；

S_a 为应力幅值；

S'_f 为疲劳强度系数，由一次载荷交变的应力截距进行定义（$2N_f=1$）；

N_f 为失效前的循环；

$2N_f$ 为失效前的载荷交变次数；

b 为疲劳强度指数。

应变的塑性分量由 Manson–Coffin 关系式表示如下（Manson, 1964 和 Coffin, 1959）

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon_f^{'}(2N_f)^c \tag{24.5}$$

式中：

$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}$为 塑性应变幅度；

$\varepsilon_f^{'}$ 为疲劳延性系数，由一次载荷交变的应力截距进行定义（$2N_f$=1）；

$2N_f$ 为失效前的总应变交变数；

c 为疲劳延性指数，材料性能范围为 -0.5~-0.7。

Manson 建议，受给定应变范围作用下的材料的抗疲劳性可通过叠加弹性和塑性应变分量进行估算。因此，合并式（24.4）和式（24.5），可给出如下的总应变幅度：

$$\frac{\Delta\varepsilon_T}{2}=\frac{\Delta\varepsilon_e}{2}+\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}=\frac{S_f^{'}}{E}(2N_f)^b+\varepsilon_f^{'}(2N_f)^c \tag{24.6}$$

图 24.4 为高循环疲劳与低循环疲劳的合并情况。总应变寿命曲线在低循环区域内触及塑性应变寿命曲线，在高循环区域内触及应力寿命曲线。式（24.6）中确定应变 - 寿命曲线的各参数均由 Boller 和 Seeger (1987) 针对不同材料而给出。

根据美国焊接协会（AWS），$\Delta\varepsilon$-N 表示如下（Marshall, 1992）

$$\Delta\varepsilon=0.055N^{-0.4},\qquad \Delta\varepsilon\geqslant 0.002 \tag{24.7}$$

$$\Delta\varepsilon=0.016N^{-0.25},\qquad \Delta\varepsilon<0.002 \tag{24.8}$$

应变范围 $\Delta\varepsilon$ 为最大应变，不包括稳定的周期性弯曲加载期间焊接点附近的最小应变。

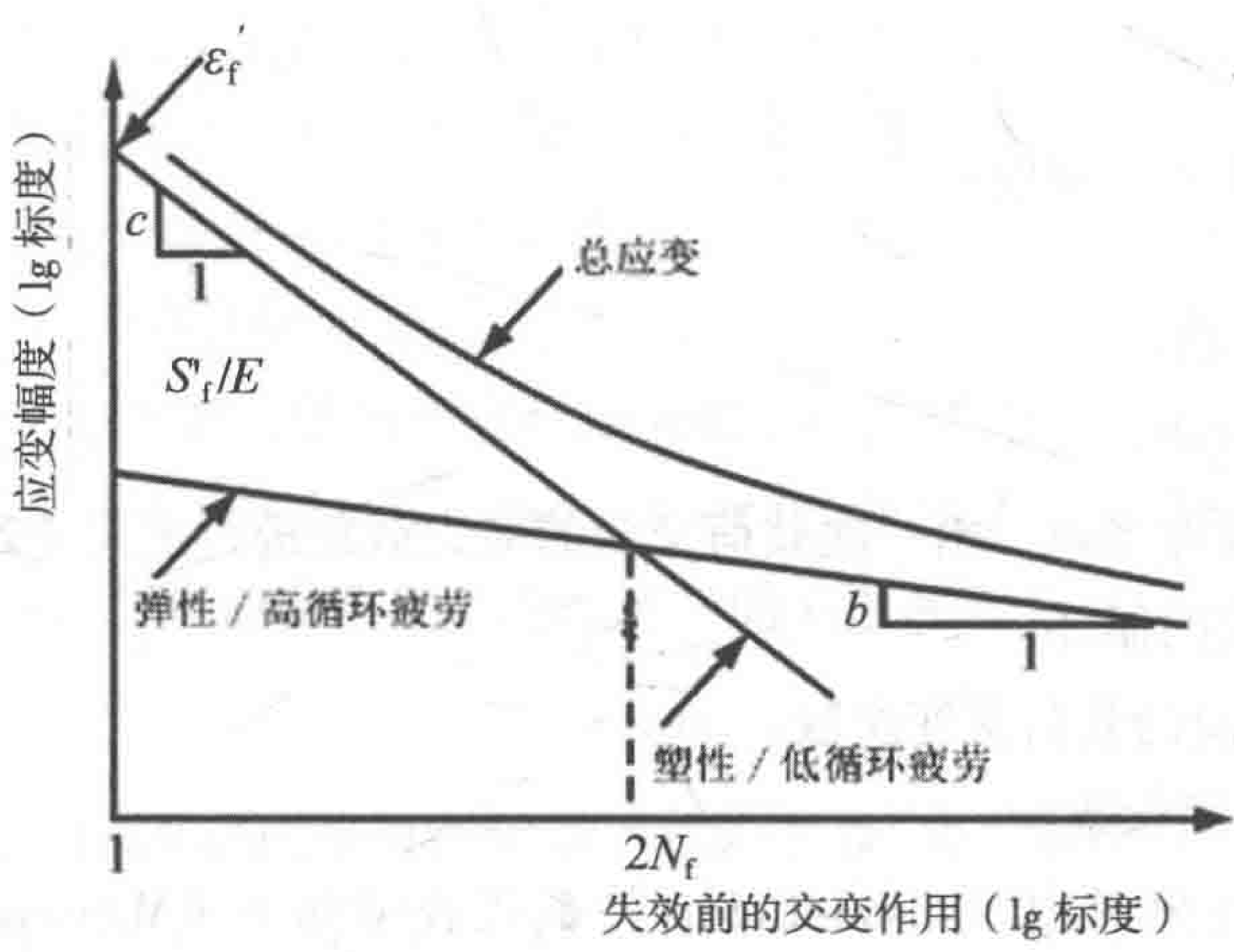


图 24.4　应力（高循环）寿命曲线与应变（低循环）寿命曲线的叠加

Asgard 出油管设计（Bai 等 1999）的测试数据曾确认，上述 AWS 曲线可适用于出油管和立管，尽管其原本是为管状连接而开发的。低循环疲劳作用下的管道的原始测试数据亦可参见 Bai 等 (1999)。作为 DEEPIPE JIP 一部分的低循环疲

劳的研究系由 Igland 等 (2000) 进行概述。

24.6　疲劳分析中的断裂力学 Fracture Mechanics in Fatigue Analysis

对于受均布应力作用的板，应力强度系数 K 可估算为

$$K = \sigma\sqrt{\pi a}\ F \tag{24.9}$$

式中：

a 为裂纹宽度和几何修正系数；

F 为若干系数之积，如背面裂纹形状系数、正面系数、有限厚度系数，有限宽度系数和应力梯度系数。

对于疲劳裂纹增长，非弹性区通常小到足以使小范围屈服假定成立。因此，线性断裂机制可应用于疲劳裂纹增长分析。

Paris 和 Erdogan (1963) 建议，用以描述疲劳裂纹增长的最相关参数是应力强度系数范围 ΔK。图 24.5 为裂纹增长率曲线。3 个不同区域：①已知的阈区；②中间区；③疲劳区。

在阈区应力足够低的范围内无裂纹增长。相应的应力强度系数值被称为阈应力强度系数范围（ΔK_{th}）。

在中间值 K 处，裂纹增长率与 lg–lg 标度上 ΔK 之间呈近似线性关系。一般以 Paris 方程表示如下

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \tag{24.10}$$

式中：

$$\Delta K = K_{max} - K_{min} \tag{24.11}$$

K_{max} 和 K_{min} 为循环加载期间应力强度系数在最大和最小极限应力处的最大和最小值。有关断裂评估的参考文献如 Broek (1989)、Rolfe 和 Barsom (1999)，可参见第 2 篇第 21 章的更多内容。

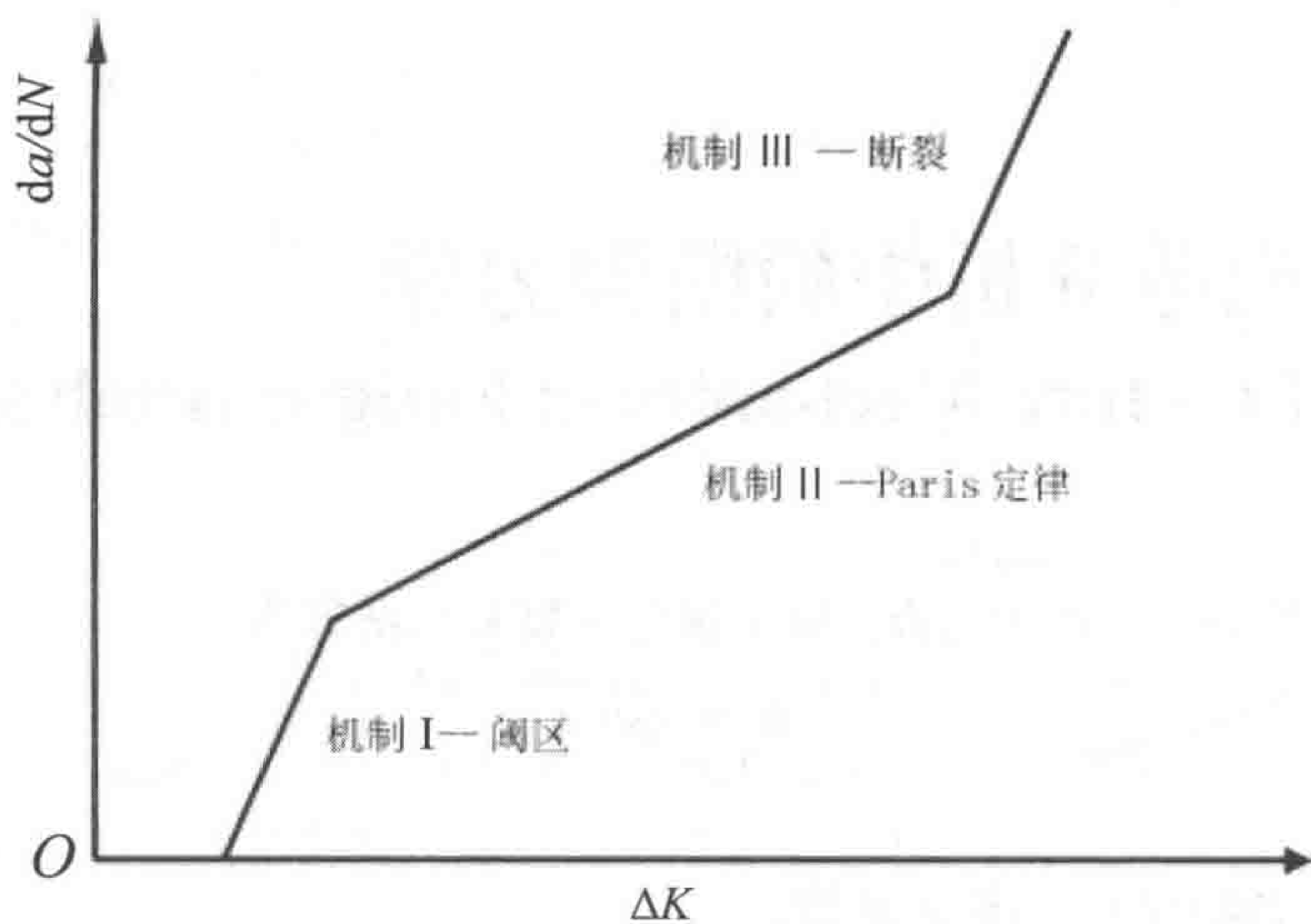


图 24.5　裂纹增长率曲线示意图，表示裂纹扩展率（da/dN）与应力强度系数之间的关系

24.7　实例 Examples

实例 24.1：疲劳生命周期计算

问题：

壁厚 30mm 的管道其长期应力分布如图 24.6 所示。这条管道是从一侧进行焊接的，其疲劳寿命如何？

求解：

焊接部件属于 F2 连接分类。在考虑到厚度影响之后，S–N 曲线可表示如下

$$\lg N = 11.63 - \frac{3}{4}\lg\left(\frac{t}{22}\right) - 3\lg S = 11.53 - 3.0\lg S$$

根据表 24.1 所列的损伤计算结果，总损伤率 D=0.3523。得出失效前循环次数为

$$N = \frac{n_0}{D} = \frac{411\,110}{0.352\,3} = 1.166\,9 \times 10^6$$

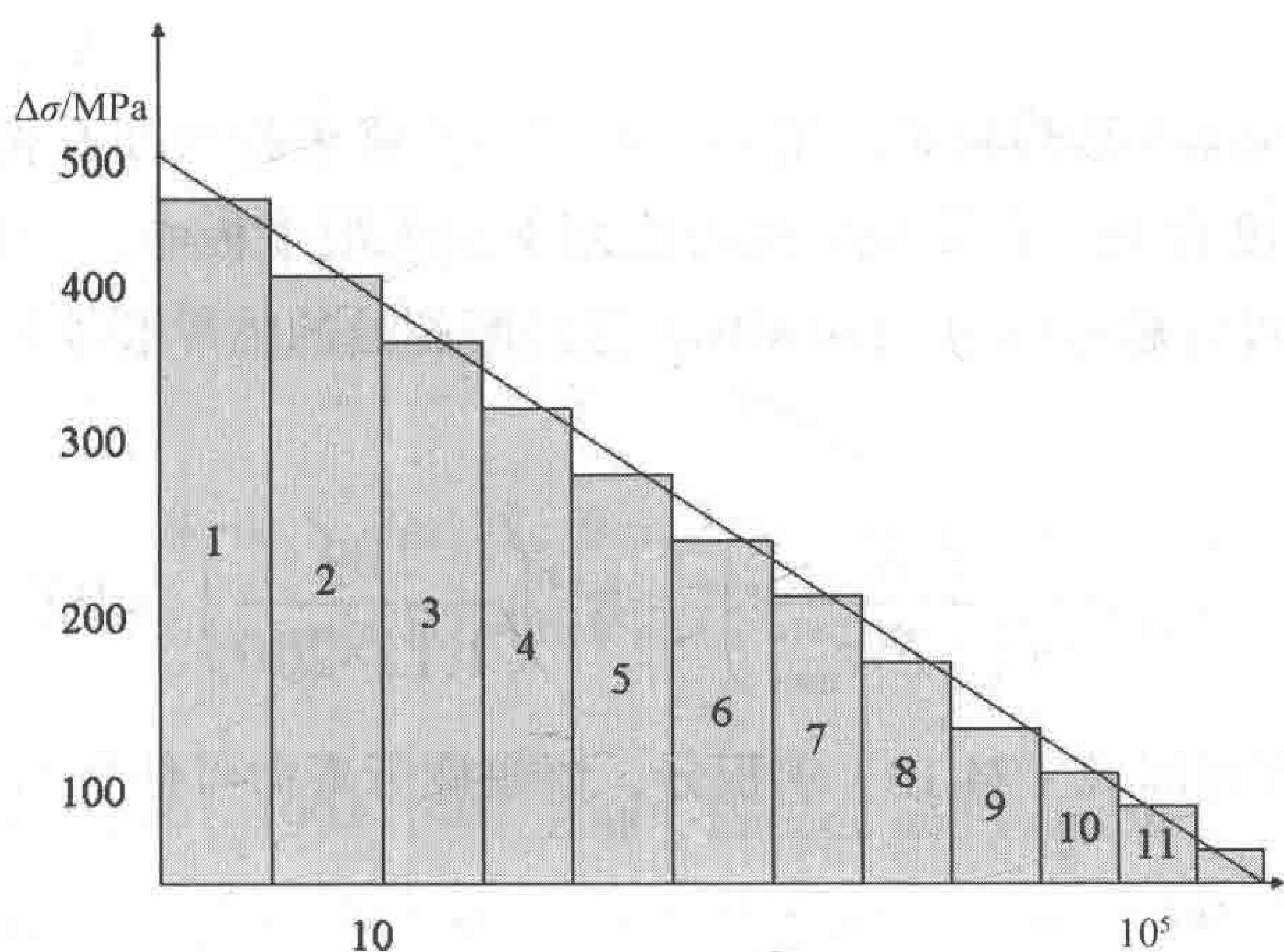


图 24.6　用于疲劳寿命计算的应力循环

表 24.1　损伤计算

区块	n_i	S_i	N_i	n_i/N_i
1	3	450	3 718	0.000 8
2	7	400	4 941	0.001 4
3	30	350	7 903	0.003 8
4	70	300	12 550	0.005 6
5	300	250	21 686	0.135 3
6	700	210	36 588	0.019 1
7	3 000	170	68 969	0.043 5
8	7 000	130	154 230	0.045 4
9	30 000	90	464 807	0.064 5
10	70 000	50	2 710 753	0.025 8
11	300 000	20	4 235 552	0.007 1
n_0= 411 110			D=0.352 3	

实例 24.2：基于断裂力学的裂纹增长寿命积分

问题：

假定一块极宽板受恒幅单轴周期性加载的作用，所产生的标称可变应力介于 200MPa 和 −100MPa 之间，那么临界应力强度系数为 K_{cr} =104MPa $\sqrt{m}$。材料常量为 m=3 和 C=7.1 × 10^{-12}$m/\left(\text{MPa}\sqrt{m}\right)^3$。如果初始裂纹长度小于 2.5mm，其疲劳寿命如何？

求解：

可采用 Paris 方程预测裂纹增长。对这一方程求积分涉及相关的数值法，除非 F 与裂纹长度无关。在受均匀张力作用下的无限平板中，F 为常数（1.12）。在断裂计算中可忽略压应力 -100 MPa。最终断裂处的临界裂纹长度可从式（24.9）中得出：

$$a_{cr} = \frac{1}{\pi}\left(\frac{K_{cr}}{F\sigma_{max}}\right)^2 = \pi^{-1}\left(\frac{104}{1.12\times 200}\right)^2 = 0.068\,\mathrm{m}$$

对 Paris 方程即式（24.10）求积分，恒幅疲劳寿命可估算如下：

$$N_P = \frac{\int_{a_0}^{a_{cr}} \frac{\mathrm{d}a}{a^{m/2}\cdot F^m}}{C\cdot S^m \pi^{m/2}} = \frac{0.068^{-0.5} - 0.0025^{-0.5}}{-0.5\times\left(7.1\times 10^{-12}\right)\times 200^3\times \pi^{1.5}\times 1.12^3} = 72\,887 \text{ 次循环}$$

24.8 参考文献 References

[1] Almar-Naess, A. (1985), Fatigue Handbook, Offshore Steel Structures, Tapir, Norway.

[2] AWS (1985), Structural Welding Code - Steel, ANSI/AWS D1-85, American Welding Society, Miami, U. S. A. (now updated to AWS D1-92-14th Edition).

[3] Bai, Y., Damsleth, P.A. and Dretvik, S. (1999), The Asgard Flowlines Project - Limit State Design Experience, IBC Conference on Risk-Based & Limit-State Design & Operation of Pipelines, Oslo, Oct. 1999.

[4] Boller, C. and Seeger, T. (1987), Materials Data for Cyclic Loading, Part A-E, Elsevier, Amsterdam.

[5] Broek, D. (1989), The Practical Use of Fracture Mechanics, Kluwer Academic Publisher.

[6] Coffin, L.F. and Tavernelli, J.F. (1959), The Cyclic Straining and Fatigue of Metals, Trans. Of the Metallurgical Society of AIME, Vol. 215, p.794.

[7] Dover, W.D. and Madhav Rao, A.G. (1996), Fatigue in Offshore Structures, A.A.

Balkema.

[8] Fricke, W., Petershagen, H. and Paetzold, H., Fatigue Strength of Ship Structures, Part I: Basic Pronciples, Part 2: Examples, GL Technology.

[9] Gurney, T.R. (1979), Fatigue of Welded Structures, 2nd Edition, Cambridge University Press.

[10] Igland, R.T., Saevik, S., Bai, Y., Berge, S., Collberg, L., Gotoh, K., Mainuon, P. and Thaulow, C. (2000), Deepwater Pipelines and Flowlines, Proc. of OTC ′ 2000 Conference.

[11] ISSC (1988, 1991, 1994, 1997, 2000), Fatigue and Fracture, Report of technical Committee III.2, Proceedings of the International Ship ad Offshore Structures Congress.

[12] Maddox, S.J. (1992), Fatigue Strength of Welded Structures, Abington Publishing.

[13] Manson, S.S. and Hirschberg, M.H. (1964), Fatigue: An Interdisciplinary Approach, Sycracuse University Press, N.Y., pp.133.

[14] Marshall P. W. (1992), Design of Welded Tubular Connections, Elsevier Press, Amsterdam.

[15] Miner, M.A. (1945), Cumulative Damage in Fatigue, Journal of Applied Mechanics, ASME, Vol. 12(3), pp.159–164.

[16] Paris, P. and Erdogan., F. (1963), A Critical Analysis of Crack Propagation Laws, Journal of Basic Engineering.

[17] Rolf, S.T. and Barsom, J.T. (1999), Fracture and Fatigue Control in Structures, 3rd Edition, Prentice–Hall, Englewood Cliffs, N.J.

[18] Suresh, S. (1991), Fatigue of Materials, Cambridge Press.

[19] Xu, T. (1997), Fatigue of Ship Structural Details– Technical Development and Problems, Journal of Ship Research.

[20] Xu, T. and Bea, R.G. (1997), Fatigue of Ship Critical Structural Details, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, ASME, Vol. 199(2), May, pp. 96–107.

第 25 章　疲劳承载力

Fatigue Capacity

25.1 S–N 曲线
S–N Curves

25.1.1 概述
General

本书第 16 章述及应力范围与失效前循环次数之间的关系系作为连接类型、环境和板厚的函数。本章的 25.1 节将对影响 S–N 曲线的相关因素进行讨论，而接合处临界位置（热点）上的应力范围的变化将在 25.2 节作讨论。确定应力集中系数的方法请参见 25.3 节。第三篇亦将管状连接和板状连接称为“关键细部”或简称为“细部”。

对基于名义应力方法的疲劳分析，焊接连接被分为若干类。每一类都有特定的 S–N 曲线。S–N 曲线的分类取决于细部几何形状、波动应力相对于细部的方向、制造和检测细部的方法。连接类型包括板 – 板连接、管 – 板连接和管 – 管连接，均以字母顺序表示，每一种类型均与经由试验性疲劳测试所确定的特定 S–N 关系相关。S–N 设计曲线的依据是相关试验数据的“均值减二个标准差”曲线。因此，S–N 曲线与 97.6% 生存概率相关。

例如，挪威和英国规范将 D 曲线用于简单的板连接，其载荷垂直于焊接方向，而将 T 曲线用于管状撑杆 – 弦杆连接，如图 25.1 所示。

在美国规范中（例如，API RP 2A），疲劳的问题相对较小。其结果，连接分类的数量少于欧洲所建议的数量。

每一种可能会潜在地形成疲劳裂纹的结构细部，都应归入相应的连接类型，并符合规范所给定的标准。疲劳裂纹会在几种情况下形成，例如每一个连接部件的焊趾上、焊接端部及焊缝内部。每一个位置应有不同分类。

基本的 S–N 设计曲线如下：

$$\lg N = \lg K - m \lg S \qquad (25.1)$$

式中：

S 为应力范围；

N 为应力范围 S 内失效前的预测循环次数；

m 为 S–N 曲线的负值反斜率（一般 m=3）；

$\lg K$ 为 S–N 曲线对 $\lg N$ 轴的截距，$\lg K = \lg a - 2(\text{std})$，式中 a 和 std 分别为与平均 S–N 曲线和 $\lg N$ 标准差相关的常量。

空气中 S–N 曲线实例如图 25.1 所示。这些 S–N 曲线均为介于 $\lg S$ 和 $\lg N$ 之间的双线性关系，从 1/3 梯度至 1/5 梯度的斜率变化出现在 10^7 次循环。S–N 曲线的右侧较低处反映了与低应力范围连接处测试相关的寿命明显较长。

S–N 设计曲线的第二部分如下所示（NTS, 1998）：

$$\lg N = \lg C - r \lg S \tag{25.2}$$

式中：

r 为第二条 S–N 曲线的负值反斜率（一般 r=5）；

$\lg C$ 为第二条 S–N 曲线对 $\lg N$ 轴的截距。

应力范围与失效前循环次数之间的关系说明，估算应力范围内的相对较小变化对疲劳寿命有着显著影响。例如，由于应力增加 26%，连接处的寿命将减半。对连接处应力的估算，根据力学测试或更精确的有限元分析系在 20% 之内，而根据经校正的应力集中系数经验公式则为 25% 之内。因此在确定疲劳寿命时，对连接上的关键区域的应力范围进行精确估算是必不可少的。用于估算应力范围的方法请后续参见 25.2 节。

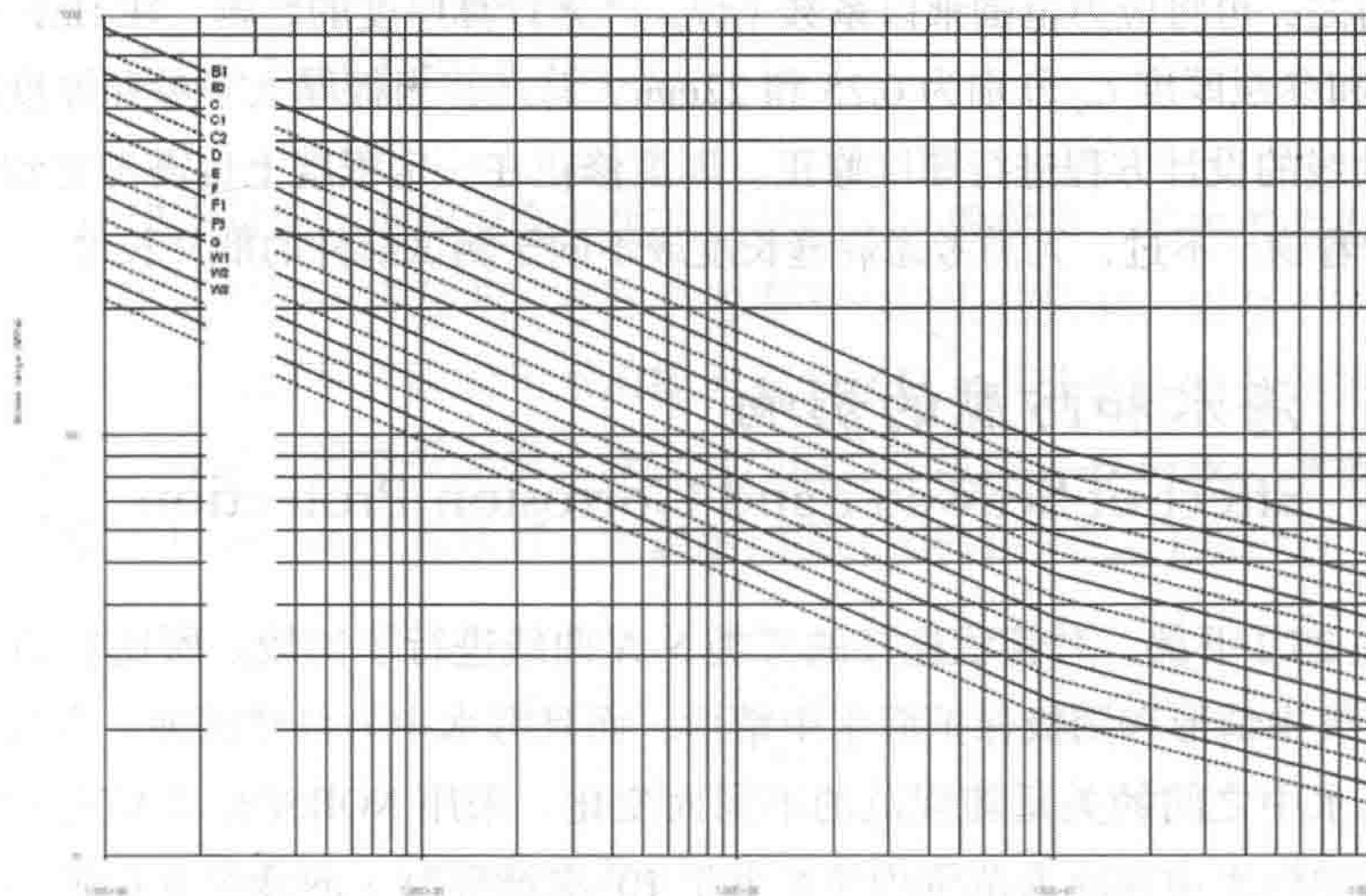


图 25.1　空气中 S–N 曲线实例（NTS, 1998）

一些设计规范都设有临界值；假定应力范围低于该临界值时疲劳损伤较小。

为统一起见，本章所述疲劳标准的主要依据为 NORSOK（NTS, 1998）。不过，建议参照有关特殊项目的规范，如 IIW Hobbacher, A,（1996）、Eurocode 3（1992）、IACS （1999）、ABS （1992）、DNV （2000）及其他。

25.1.2 板厚的影响 Effect of Plate Thickness

厚度的影响源自于焊趾的局部几何形状，与连接板厚度和应力 - 厚度梯度相关。可由下式得出：

$$\lg N = \lg K - m\lg\left(S\left(\frac{t}{t_{\text{ref}}}\right)^k\right) \tag{25.3}$$

式中：

t_{ref} 为参照厚度，其在某些设计规范中对应于管状连接和其他类型焊接连接分别为 32mm 和 25mm；

t 为裂纹最有可能增长的区域厚度；

k 为范围在 0.00~0.25 内的疲劳强度厚度指数，其取决于所应用的规范、所选择的 S–N 曲线等（NTS, 1998）。

换言之，可将应力范围乘以系数（t/t_{ref}）^{k} 来计算厚度的影响。在 HSE（1995）中，k 值和参照厚度 t_{ref} 分别为 0.25 和 22mm。总之，当板厚大于参照厚度时要求对 S–N 曲线的设计方程进行厚度修正。厚度修正在一定程度上也需考虑到焊缝大小及其附着物。不过，无需考虑焊缝长度或不同于测试部件的部件长度。

25.1.3 海水和防腐的影响 Effect of Seawater and Corrosion Protection

在图 25.2 下部，对管状连接的三类 S–N 曲线进行了比较。所比较的 S–N 曲线均系空气中情形和阴极保护海水中情形，而且海水中为自然腐蚀。空气中与阴极保护海水中之间的关系随规范的不同而变化。采用 NORSOK （NTS, 1998），将阴极保护海水中高应力范围内（N 小于 10^6 次循环时）的疲劳寿命视为空气中疲劳寿命的 40%。不过，较低应力范围内（N 超 10^7 过次循环时）的 S–N 曲线之

间无任何差别。

总之，自然腐蚀下海水中的疲劳寿命是高应力范围内（N小于 10^7 次循环时）空气中寿命的 33%。自然腐蚀 S–N 曲线的斜率无变化，因此疲劳寿命约为空气中 S–N 曲线（N 大于次循环时）的等效寿命的 10%。

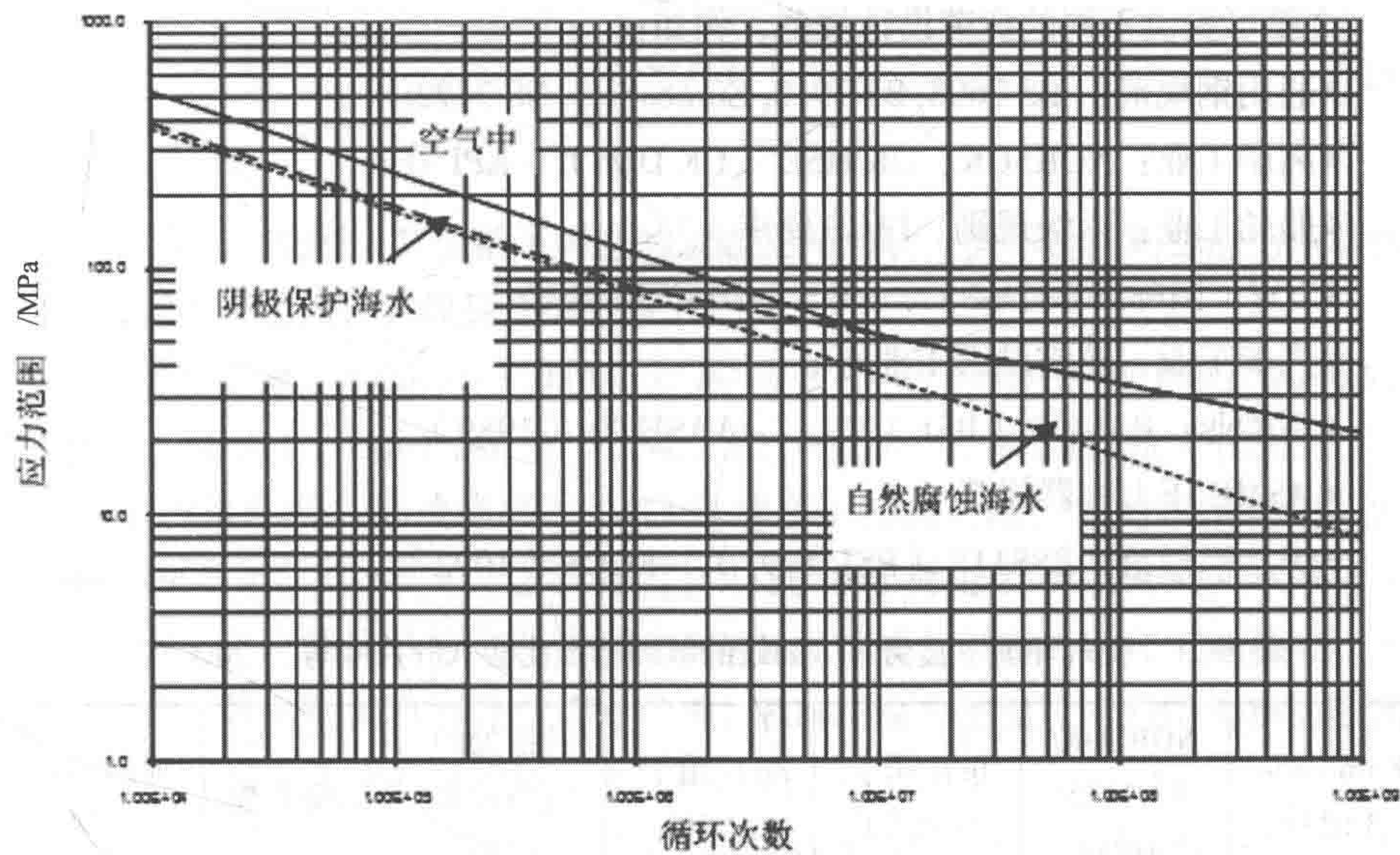


图 25.2　管状连接 S–N 曲线比较（NTS, 1998）

25.1.4　平均应力的影响
Effect of Mean Stress

平均压应力对疲劳承载力会产生有利影响。一般而言，不要求考虑平均应力的影响。但在某些特殊情况下，有必要考虑平均应力的影响，以修正所选的 S–N 曲线，例如对张力腿平台牵索和系泊缆的疲劳评估，其非线性响应至关重要。在本文条件下，有若干模型可应用于修正平均应力影响的 S–N 曲线。最常用模型就是所谓的改良 Goodman 关系模型，可表示如下（Almar–Naess, 1985）：

$$S_{a,N}=\frac{S_a}{1-\sigma_m/\sigma_u} \tag{25.4}$$

式中：

$S_{a,N}$ 为交变加载时（平均应力为 0）给定疲劳寿命下的应力 ;S_a 为所施加的交变应力 ;σ_m 和 σ_u 分别为平均应力和极限应力。

25.1.5 设计标准中的 S–N 曲线比较 Comparisons of S–N Curves in Design Standards

文献可提供不同的疲劳设计规范，例如：

- 通用钢规范：BS 7608, BS 7910, Eurocode 3, NS 3472;
- 离岸工业：NORSOK、UK HSE（UK DEn）、API 等；
- 船舶工业：入级规则、IACS 要求；
- IIW（国际焊接学会）、AWS（美国焊接协会）；
- 汽车工业、航空航天工业等；
- 桥梁业：BS5400（BSI, 1979）、AASHTO（1989）；
- ASME 压力容器规范；
- 焊接铝规范：BS8118（BSI, 1991）、ECCS（1992）。

表 25.1　空气环境下疲劳 S-N曲线的欧洲标准比较（Fricke等，2000）

Euro Code 3 记号 (FAT)	NORSOK/ NS 3472/ HSE 记号	lg *K* 用于 $N\leqslant 10^7$ (*m*=3)	lg *C* 用于 $N>10^7$ (*r*=5)	转换处的应力幅值 /MPa $N=10^7$	厚度指数 *k*	通过热点应力导出的 *SCF*
160	B1	12.913	16.856	93.57	0	
140	B2	12.739	16.566	81.87	0	
125	C	12.592	16.320	73.10	0.15	
112	C1	12.449	16.081	65.50	0.15	
100	C2	12.301	15.835	58/48	015	
90	D	12.164	15.606	52.63	0.25	1
80	E	12.010	15.350	46.78	0.25	1.13
71	F	11.855	15.091	41.52	0.25	1.27
63	F1	11.699	14.832	36.84	0.25	1.43
56	F3	11.546	14.576	32.75	0.25	1.61
50	G	11.398	14.330	29.24	0.25	1.80
45	W1	11.261	14.101	26.32	0.25	2.00
40	W2	11.107	13.845	23.39	0.25	2.25
36	W3	10.970	13.617	21.05	0.25	2.50
	T	与 D 同	与 D 同	与 D 同	与 D 同	与 D 同

表注：为了修正厚度，用于管状和非管状焊接连接的参照厚度分别为 32mm 和 25mm。

欧洲已将 UK HSE（1995）替代 UK DEn（1990）。主要改变是 m 和 r 与所选 S–N 曲线无关。焊接分类系数（需乘以应力范围）已被引入 UK HSE（1995），使得 UK DEn（1990）中的不同 S–N 曲线均可以一个 S–N 方程表示。换言之，通过定义如下应力范围，将 UK HSE（1995）中的 S–N 曲线统一为单一方程：

$$S = f\,S_{\mathrm{g}}\left(\frac{t}{t_{\mathrm{ref}}}\right)^{k} \tag{25.5}$$

式中：

S_g 为应力范围，其包括了焊缝的宏观几何形状，但不包括局部应力所致的峰值应力，后者已隐含在焊缝分类系数 f 之中。

焊缝等级（B,C,D,⋯）间的关系以及焊缝分类系数 f 为：B(f=0.64)，C(f=0.76)，D(f=1)，E(f=1.14)，F(f=1.34)，F2 (f=1.52)，G (f=1.83) 和 W (f=2.13)。

自 1948 年起，挪威标准 NS3472 已被用于挪威的陆上和离岸钢质结构的设计中。1998 年，对 NS3472 进行修订，与此同时制定了 NORSOK N–004（NTS, 1998）用于离岸钢质结构的设计。NORSOK 是挪威的创举，已被工业界应用于制定最具成本效益的离岸开发的设计标准。Eurocode 3 是设计建造结构物的欧洲标准。表 25.1 所列为在欧洲被用于空气环境的 S–N 曲线。

在美国，疲劳设计均以 API RP 2A WSD 和 AWS D1.1 为依据。AWS 规范之规定的详细背景信息参见 Marshall（1992），信息概述参见 Marshall（1993）。Geyer 和 Stahl（1986）为离岸结构提出了简化的疲劳设计方法。有关 S–N 曲线的最新研究进展可参见 Maddox（2001）。

在 API RP 2A 中，X 曲线被应用于无轮廓控制的焊接连接。只有当壁厚大于 0.625in(16mm)时，方可进行厚度修正。在 API RP 2A 中，厚度修正指数取值为 0.25。X 曲线被用于无轮廓控制的焊接连接，而且当壁厚大于 1 in（25mm）时适用壁厚修正系数。不过在壁厚修正之后，X 曲线不可减至低于 X' 曲线。

API S–N 曲线是奇异曲线（非双线性），且有耐久极限。X 曲线和 X' 曲线的耐久极限分别为 35MPa 和 23MPa。X 曲线的 K 和 m 分别为 1.15×10^{15} 和 4.38。X' 曲线的 K 和 m 则分别为 2.50×10^{13} 和 3.74。

各类船级社则在各自的规则和指导 / 指南中对疲劳标准进行定义。通过统一单一船级社就船舶结构评估的要求而制定了 IACS 疲劳评估要求。船舶结构的疲劳 S–N 曲线主要以 UK Den 基本 S–N 曲线和 IIW S–N 曲线为依据。

IIW S–N 曲线假定，所有 S–N 曲线的斜率均为 m=3，在 N=5×10^{6} 次循环时

出现斜率变化（m=5）。这些 S–N 曲线均以标称应力范围为依据，与无腐蚀条件相符。其被用于均值减二个标准差。其疲劳等级的特点在于 2×10^6 次循环时的疲劳强度，例如与 2×10^6 次循环相对应的应力范围（FAT）为 160，140，125，112，100，90，80，71，63，56，50，45，40，36，如见表 25.1 所示。

BV（1998）建议修正 S–N 设计曲线，以考虑到如下不同因素：

静态和残余应力的影响：与屈服应力大小相当的残余拉应力将降低疲劳寿命，在此情况下假定最大应力为屈服应力，而不论实际最大应力值如何。焊接后处理可改进焊缝几何形状和疲劳承载力。

压应力的影响：为使应力范围大于屈服应力时压应力的损伤影响更小，可采用英国标准 5400 来修正经计算得出的局部应力范围 S_{local}：定义应力范围如下

$$S=\sigma_Y+0.6(S_{\text{local}}-\sigma_Y),\qquad \sigma_Y\leqslant S_{\text{local}}\leqslant 2\sigma_Y \tag{25.6}$$

$$S=0.8S_{\text{local}},\qquad S_{\text{local}}>2\sigma_Y \tag{25.7}$$

1）板厚的影响

材料的影响：焊接连接的疲劳强度几乎与材料性能如材料等级无关。但对机械加工板材，屈服强度的影响较大。

2）环境的影响

制造工艺：现已就标准制造工艺和焊接法推导出了相关的 S–N 曲线。在某些情况下，当需要确定热点应力时应考虑到缺陷和偏差的影响。

在多数的设计规范中已明确考虑到环境和板厚的影响，上述所列的其他项在考虑某些设计规范时可予或可不予要求。

25.1.6 疲劳强度改进 Fatigue Strength Improvement

当理论计算出的疲劳寿命小于所要求的寿命时，调整疲劳设计的方法有：

●改进结构细部的设计（例如，降低应力集中、残余应力，减少偏差，局部增加壁厚）；

●采用经改进的分析法：谱疲劳分析通常比简化疲劳评估更为精确。时域分析可优于疲劳谱分析。海况、加载条件和环境数据质量的选择将影响疲劳分析结果。

从承载力视角出发，影响疲劳的三种最重要的因素为：焊缝几何形状和缺陷形状所致的应力集中、分布情况、残余应力。因此，通过制造和维修来改进疲劳承载力的方法包括（BV, 1998）：

- 通过研磨或焊趾再融化来改进焊缝几何形状；
- 改进焊接法和工艺；
- 引入压应力，例如通过锤击或喷丸加工；
- 焊接后热处理。

不过，最有效的方法是对设计实施可行的改进，如降低几何应力集中系数（BV, 1998）：

- 改进切口形状；
- 软化支架焊趾；
- 局部加厚。

有关改进焊缝细部和疲劳设计的更为详细的讨论可参见第 22 章。

25.1.7　试验 S–N 曲线
Experimental S–N Curves

多数的 S–N 曲线都是在实验室里确定的，其测试试样均受到恒幅力的作用直至失效。通过平均疲劳寿命和 lg N 标准差可导出 S–N 曲线。平均 S–N 曲线表明 50% 的试样均发生失效。基本的 S–N 设计曲线如下

$$\lg N=\lg K_{50}-m\lg S \tag{25.8}$$

式中：

K_{50} 系根据 $\lg K_{50}$ 平均值得出。

为导出 S–N 曲线，要求进行大量测试。不过当系数已知，10 次测试则足以精确导出 S–N 曲线（BV, 1998）：

应力水平 4 相当于 $N=10^4$；

应力水平 5 相当于 $N=10^5$。

如果 p 为 S–N 设计曲线下发生失效的测试试样的百分比，那么 S–N 设计曲线可定义为

$$\lg N=\lg K_{50}-\lambda_p S_d-m\lg S \tag{25.9}$$

式中：

S_d 为 $\lg K_{50}$ 标准差。

λ_p 值与失效概率之间的关系为（BV, 1998）：

失效安全设计：p=2.5%，λ_p=2（常用于所导出的 *S–N* 设计曲线）。

安全寿命设计：p=0.1%，λ_p=3（用于特殊焊接试样，其结构细部不易检测和修理）。

25.2 应力范围估算
Estimation of the Stress Range

疲劳分析法均以周期性主应力范围为依据。

为确定应力范围，已研发了两种方法。“标称应力”方法已应用于板结构，而“热点应力”方法则已应用于管状连接。需注意，“缺口应力”方法也是某些设计规范所建议的。在近几年时间里，人们试图将热点应力方法用于板结构。

25.2.1 标称应力方法
Nominal Stress Approach

在标称应力方法中，焊缝轮廓所致的应力集中已被纳入 *S–N* 曲线。

结构细部疲劳分析中的应力确定，一般需通过相关应力的整体 - 局部有限元分析，并符合所选的 *S–N* 曲线。换言之，在指定的结构细部局部热点面积中，计算得出的应力应类似于测试试样的标称应力，而 *S–N* 曲线就是据此确立的。遗憾的是，在多数情况下，结构细部无论是几何形状还是加载情况，都远比测试试样复杂。其结果，不可轻易确立 *S–N* 数据应力与计算应力之间的关系。

与标称应力方法相关的另一个问题是结构细部的分类。UK DEn 与最新的欧洲 *S–N* 曲线之间的主要区别在于 UK DEn 曲线并没有耐疲劳强度极限。恒定循环加载测试中的耐疲劳强度极限通常并不用于海洋结构细部，这是诸多原因之故，

如焊接、腐蚀、随机加载的载荷顺序的影响。

疲劳设计中相关的疲劳应力可能就是拉应力 σ，如图 25.3（a）所示的焊缝。对于如图 25.3（b）所示的焊缝，必须考虑到整体几何形状的应力集中系数，为此采用相关的疲劳应力 $SCF \cdot \sigma$，其中的 SCF 是孔洞所致的应力集中系数。

如果为一个半径为零的角细部建模，当单元尺寸减至零时计算应力将接近无穷大。相关半径的建模要求单元网格非常精细，这可通过增加有限元模型尺寸的方法。另外，选择用于分析的合适半径则需经过讨论。

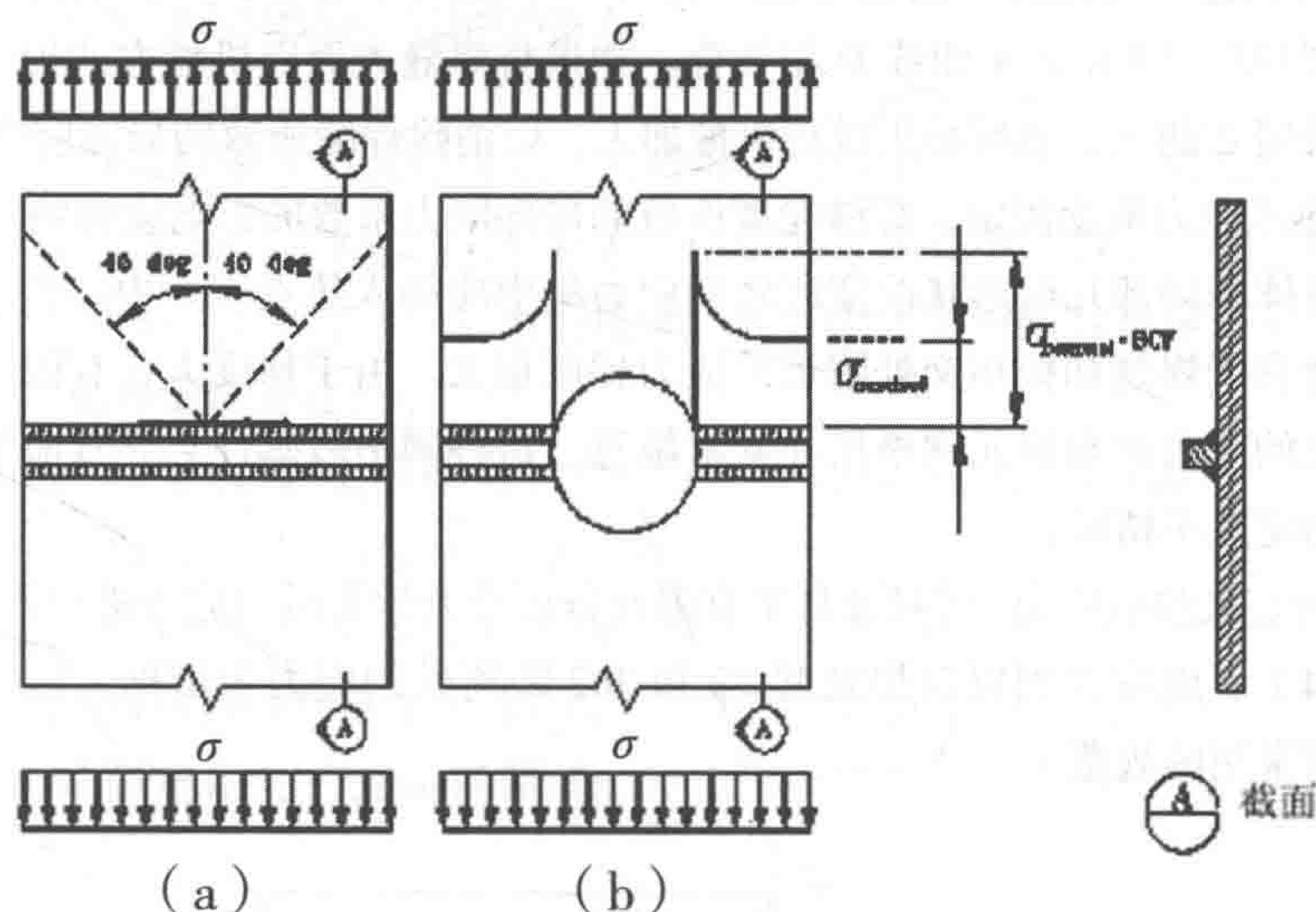


图 25.3　两块板截面上的应力描述

25.2.2　热点应力方法 Hotspot Stress Approach

标称应力方法在应用于管状连接时存在两个缺点。①不可能对复杂几何形状和加载所致的合理标称应力进行定义；②合适的疲劳测试数据通常不适用于较大的复杂管状连接。因此，热点应力方法的开发就是为了克服这些困难（Kung, 1975 和 Lalani, 1992）。

与标称应力方法相比，热点应力将不同的 S–N 设计曲线简化至双基线曲线。一条是非焊接结构的曲线（例如，切口、板材边缘），另一条是焊接结构曲线。这是通过最接近焊缝的应力而实现的，其被定义为热点疲劳应力。

热点应力方法的开发是以经试验推导出的 *S–N* 曲线均几近并行的观察为依据。这意味着，所有的 *S–N* 曲线均可通过某些系数实现彼此关联。例如，在 UK DEn 曲线中，E 曲线和 F 曲线通过系数 1.2 或 1.3 实现关联，并假定如下：

●这一关联系数表明不同细部之间的结构配置存在差别；

●局部疲劳失效与细部类型无关。各细部之间抗疲劳的差别皆因不同结构配置所致；

●结构应力集中系数（SCF_{struct}）能够完全代表结构配置的影响。

管状连接处热点上的应力范围应与 *S–N* 曲线 T 相结合。板结构热点上的应力范围则应与 UK *S–N* 曲线 D 相结合。如果将焊缝表面以机械方式加工成基材，则可采用 C 曲线。然后必须进行机械加工，以消除焊缝所致的局部应力集中。

热点应力概念假定，焊缝轮廓所致的局部应力系数的影响应被纳入 *S–N* 曲线中。整体和局部几何形状改变所致的应力集中应纳入热点应力中。热点应力方法的问题在于焊缝和板相交处附近的应力梯度很大。由于梯度大，有限元分析中计算得出的应力对有限元网格尺寸异常敏感。这种网格敏感性会导致应用时对热点应力的定义不精确。

为定义热点应力，可对源自于有限元分析或力学测试的应力进行线性外推（见图 25.4）。虚直线则以自焊趾起 $t/2$ 和 $3t/2$ 距离处的应力为依据（这一距离可取决于所采用的规范）。

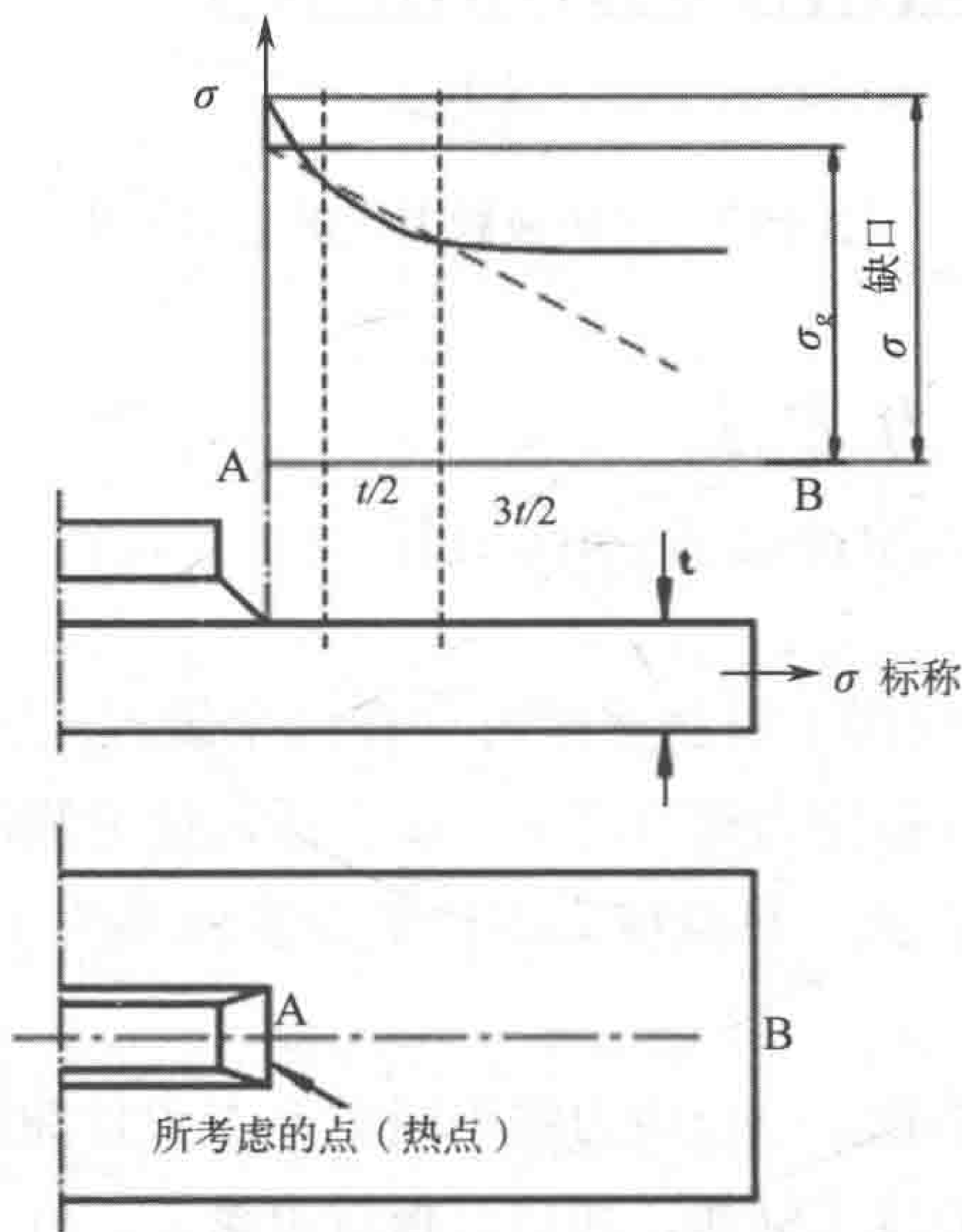


图 25.4　附件上的应力分布和应力外推（NTS, 1998）

在下列情况下首选热点应力方法：

- 没有因复杂几何形状影响所致的已定义标称应力；
- 结构非连续性无法与任何已分类的细部进行比较；
- 疲劳测试需结合应变仪测量结果实施，以确定热点应力；
- 偏移量或角向偏差超过标称应力方法的制造公差时。

25.2.3　缺口应力方法 Notch Stress Approach

缺口应力方法以确定涉及焊缝轮廓的峰值应力为依据。因此，将缺口应力估算为焊缝轮廓的热点应力与应力集中系数（所谓的焊缝集中系数）之积。焊缝集中系数可根据图示、参数方程、试验测量结果和有限元分析进行估算。应在缺口应力方法中考虑焊缝的存在。

IIW（Hobbacher, 1996）建议将下述方法应用于缺口应力的计算：

- 须考虑到有效的焊根半径 r=1mm；
- 将该方法限定在预计因焊趾或焊根而失效的焊缝连接上；
- 可考虑对接焊缝的侧面角为 30° 以及填角焊缝的侧面角为 45°；
- 将该方法限定在大于 5mm 的厚度。

25.3　应力集中系数 Stress Concentration Factors

25.3.1　应力集中系数的定义 Definition of Stress Concentration Factors

应力分析旨在计算焊趾（热点）上的应力 $\sigma_{\text{hot spot}}$。因几何形状影响所致的应力集中系数（*SCF*）被定义为

$$SCF = \frac{\sigma_{\text{hot spot}}}{\sigma_{\text{nominal}}} \tag{25.10}$$

有三种方法可确定 *SCF*：

- 试验数据；
- 有限元分析；
- 基于试验数据或有限元分析的参数方程。

后续几节将详细说明上述方法。

25.3.2 通过试验测量确定应力集中系数（*SCF*） Determination of *SCF* by Experimental Measurement

在疲劳测试中采用应变测量结果来确定 *SCF* 是最为可靠的方法。不过，重重之举是精确确定应变仪的位置，以确保所得出的数值与所选的 *S–N* 设计曲线相兼容。如果这一点未予实现，则会出现严重误差。

定义 *SCF* 以便应用于 *S–N* 曲线，这一现有方法的确立需根据从线性应力数据的面积外推至焊趾来进行。其包括缺口 *SCF* 的变化比例，取决于焊缝细部和几何应力集中情况。这一点主要是因为热点应力概念中的基础假设之故，由于结构几何影响并不可能完全与局部焊缝几何影响分开。尺寸影响、焊缝轮廓、残余应力和应力分布通常都是这种变化的原因所在。管状连接中的焊缝轮廓影响并非主要都是焊缝形状本身之故；这是因弦杆上焊趾位置所致，其明显影响了焊趾上的热点应力。因此，应在 *SCF* 测量中开发一种相容的应力恢复法。

25.3.3 应力集中系数的参数方程 Parametric Equations for Stress Concentration Factors

假定有各种 *SCF* 需根据任意给定的管状连接来估算，确定 *SCF* 则须更多依赖于多组参数方程，其考虑到了连接几何配置以及加载情况。

应力集中系数可定义为热点应力范围相对于标称应力范围之比。在评估应力集中系数（*SCF*）时，须考虑所有的应力集中区域。所得出的 *SCF* 推导如下：

$$SCF=SCF_g \cdot SCF_w \cdot SCF_{te} \cdot SCF_{ta} \cdot SCF_n \qquad (25.11)$$

式中：

SCF_g 为因所考虑细部的总几何形状所致的应力集中系数；

SCF_w 为焊缝几何形状所致的应力集中系数；

SCF_{te} 为偏心公差所致的附加应力集中系数（名义上仅用于板连接）；

SCF_{ta} 为角度不协调所致的附加应力集中系数（名义上仅用于板连接）；

SCF_{n} 为用于横向加载板格上的非对称加强筋的附加应力集中系数。

用于离岸结构疲劳分析的最知名的 *SCF* 表达式均来自于 Efthymious（1988）。在确定 *SCF* 的文献中有不同的参数方程，例如：

管状连接的 *SCF* 方程：API RP2A-WSD、NORSOK N-004 （NTS 1998）和 Efthymiou （1988）。另外，Smedley 和 Fisher （1990）曾为受轴向载荷、面内外弯曲作用下的环向加筋的管状连接给出 *SCF*。对于矩形空心截面，可参照 van Wingerde, Packer, Wardenier, Dutta 和 Marshall （1993）和 Soh 和 Soh （1992）。

管 - 板连接的 *SCF* 方程：NORSOK N-004 和 Pilkey （1997）。

环形焊缝的 *SCF*：NORSOK N-004 （NTS, 1998）。

上述参照的 *SCF* 方程先前已在 DNV （2000）中作了概述。

应当予以说明的是，参数方程仅在根据几何形状和载荷定义的可用性范围内有效。确定 *SCF* 的通用方法是采用有限元分析。

25.3.4 基于有限元分析的热点应力计算 Hot-Spot Stress Calculation Based on Finite Element Analysis

有限元分析旨在计算出热点区域内的几何应力分布，以便可使用这些应力来导出应力集中系数。*SCF* 有限元分析的结果在很大程度上取决于所采用的建模技术和计算机程序。采用不同的单元和网格、焊缝建模以及定义弦杆长度，都会在本质上影响到计算得出的 *SCF*（Healy and Bultrago, 1994）。

通过减小单元尺寸，非连续处的有限元应力会趋向无穷大。为使源自于不同计算机程序和用户的结果具有统一的可比性基础，有必要设定单元尺寸的下限并采用热点外推法。

一般均在高斯积分点推导出有限元分析中的应力。受单元类型的影响，可能有必要进行若干次外推以确定焊趾上的应力。为保存热点上主应力方向的信息，外推时须采用分应力。

该分析方法应当在用于疲劳分析之前针对已知的细部进行测试。有许多类型的单元可供使用；*SCF* 取决于所选的单元。因此，在评估有限元分析的数据时必须校正相容应力恢复程序。

有限元分析程序如 NASTRAN、ABAQUS 和 ANSYS，均采用结构单元形式如薄板、厚板或壳单元。为已制作完毕的管状连接建模时，采用薄板或壳单元是不可能为焊缝进行合理建模的。其结果，该模型并不会考虑到任何因焊缝而存在的缺口影响以及任何因焊缝形状而产生的微观影响。

根据单元中面上的膜应力和力矩来计算出薄壳板中的应力。通过叠加法来确定自由面总应力。在板相交处，可预测真实点内部各位置上的峰值应力。这些数值与试验测量结果之间的比较已表明，薄壳分析高估了实际的表面应力或真实结构中的 *SCF*。

多数的有限元单元均以位移表达式为依据。这意味着位移或变形将持续穿过网格，但应力在单元之间是不连续的。故建议采用节点平均应力。不过，这些数值与试验测量结果之间的有限比较表明，其一般会过高预测热点应力或 *SCF*，尤其在撑杆一侧上。

与壳单元相反，采用实体单元的模型会将焊接区域包括其中，如图 25.5 所示。在此类模型中，可通过将应力分量外推至相应的焊趾来导出 *SCF*。外推方向应垂直于焊趾。但仍然有充分的不确定性与焊缝区域和焊缝形状相关联。

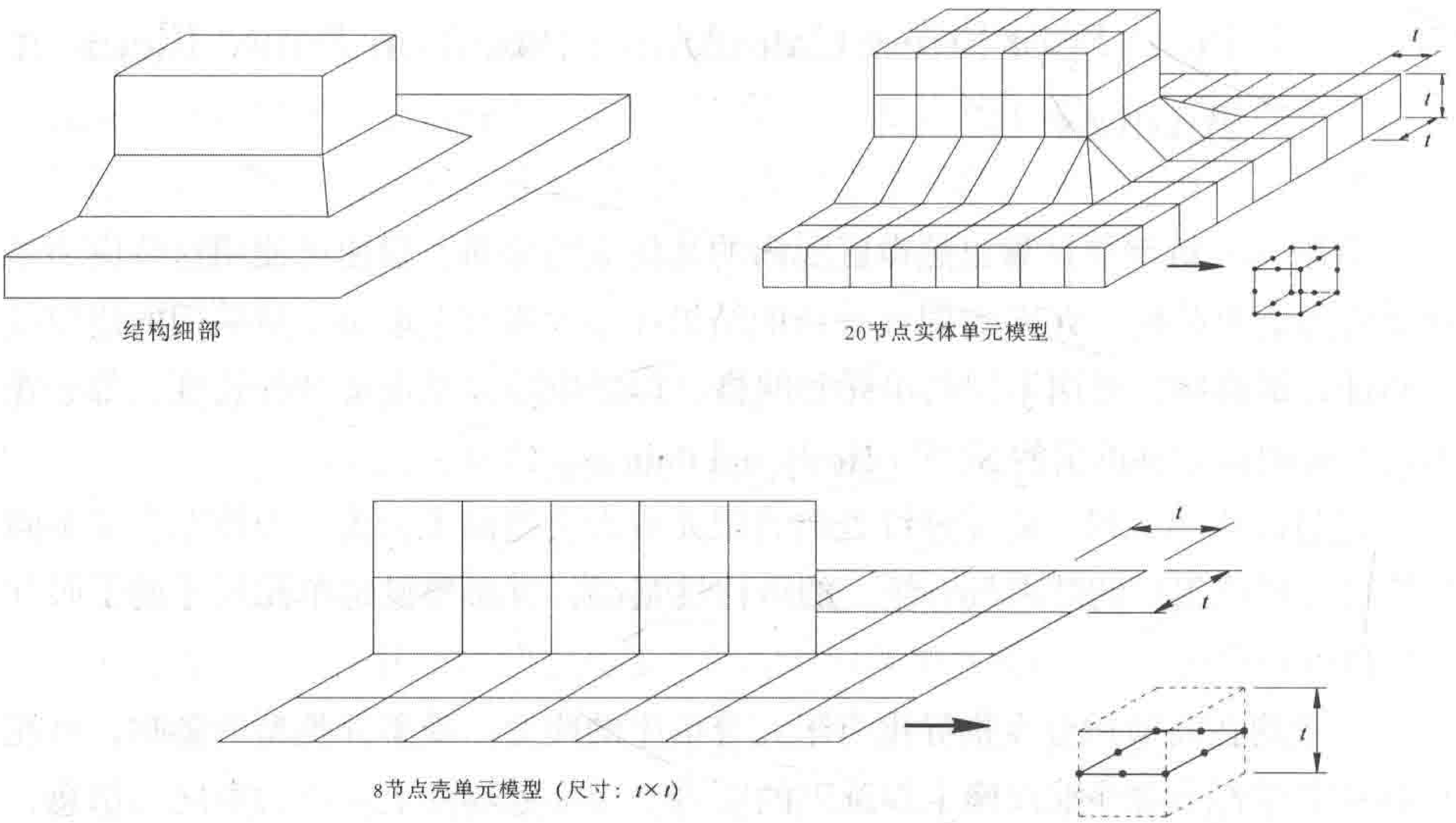


图 25.5　建模实例（NTS, 1998）

Fricke（2002）建议为船舶和 FPSO 的结构细部采用基于循环有限元分析的热点分析法。他的一些结论如下：

●如果通过 0.5*t* 和 1.5*t* 处的应力的线性外推来评估热点应力，则可采用基于热点应力的常见 *S–N* 设计曲线来评价疲劳强度（例如，Hobbacher, 1996 和 Maddox, 2001）；

●如果在 0.5*t* 处无需应力外推就对热点应力进行定义，则应将 *S–N* 设计曲线下降一个疲劳等级；

●如果是根据应变测量结果或改进型有限元的精确模型来评估热点应力，则建议采用应力外推法（对应于 0.4*t* 和 1.0*t* 距离处的参照点）或二次外推法（Hobbacher, 1996）。

应当指出，基于有限元分析来确定热点应力仍然是一个非常活跃的领域。由于应力确定的精确性和有效性至关重要，研究尚在继续当中。其他已知的研究工作包括 Niemi（1993, 1994）。

25.4 实例
Examples

实例 25.1：疲劳损伤计算

问题：

板 A 和板 B 呈两侧对接焊接，另一块板 C 以填角焊缝形式与板 A 焊接连接，如图 25.6 所示。板厚为 20mm。板受到循环加载作用，其应力范围恒定为 S=200MPa，循环总次数为 $n_0=10^5$。假定焊缝的最大偏差为 4mm。那么，这些焊缝处的疲劳损伤如何。

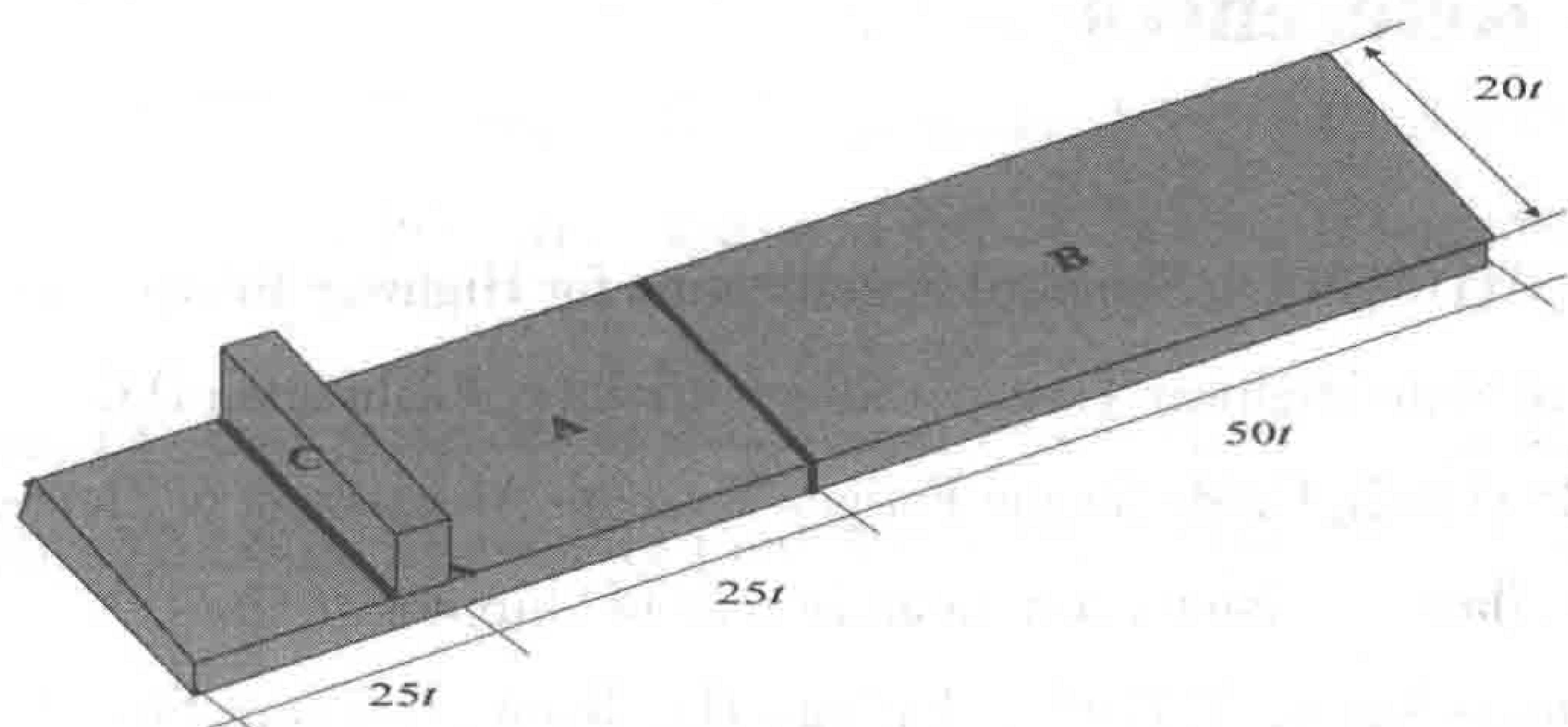


图 25.6　焊接板的疲劳

求解：

偏差导致板内产生弯矩。对接焊缝处相应的弯曲应力如下

$$S_b = \frac{\Delta M}{W} = \frac{S \cdot t \cdot \frac{e}{2}}{\frac{t^2}{6}} = \frac{S \cdot 3e}{t}$$

对接焊缝处的最大应力范围如下

$$S_{\text{local}} = \left(1 + \frac{3e}{t}\right) \cdot S = SCF_{\text{global}} \cdot S = 120\text{MPa}$$

m=3.5、$\log\bar{a}$=13.63 的对接焊缝应采用 S–N 曲线 C。其给出了下述损伤比

$$D = \frac{\Delta\sigma_{\text{local}}^m}{\bar{a}} \cdot n_0 = \frac{120^{3.5}}{10^{13.63}} \times 10^5 = 0.044$$

填角焊缝处的局部应力范围如下

$$S_{\text{local}} = 0.5\left[S + S\left(1 + \frac{3e}{t}\right)\right] = 160\text{MPa}$$

由于填角焊缝在板的边缘处，应当为 m=3.0、$\log\bar{a} = 11.39$采用 S–N 曲线 G，得出下述损伤比

$$S_{\text{local}} = 0.5\left[S + S\left(1 + \frac{3e}{t}\right)\right] = 160\text{MPa}$$

25.5 参考文献 References

[1] AASHTO (1989), Standard Specification for Highway Bridges, 14th Ed., American Association of State Highway Transportation Officials, Washington D.C.

[2] ABS (1992), Guide for the Fatigue Strength Assessment of Tankers. In ABS Steel Vessel Rules (latest revision), American Bureau of Shipping.

[3] Almar–Naess, A. (1985), Fatigue Handbook, Offshore Steel Structures, Tapir, Norway.

[4] API RP2A–WSD (2001), Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms – Working Stress Design.

[5] AWS D 1.1 (1992), Structural Welding Code – Steel, American Welding Society.

[6] BS 5400 (1979), Steel, Concrete and Composite Bridges, Part 10, Codes of Practice for Fatigue, British Standard Institute.

[7] BS 8118 (1991), Structural Use of Aluminum, British Standard Institute.

[8] BS 7608 (1993), Code of Practice for Fatigue Design and Assessment of Steel Structures, British Standard Institute.

[9] BS 7910 (2001), Guide on Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Structures, British Standard Institute.

[10] BV (1998), Fatigue Strength of Welded Ship Structures, Bureau Veritas.

[11] DNV (2000), RP–C203, Fatigue Strength Analysis of Offshore Steel Structures, Det Norske Veritas.

[12] ECCS (1992), European Recommendations for Aluminum Alloy Structures: Fatigue Design , ECCS Report No. 68, Brussels, Belgium, European Convention for Structural Steelwork.

[13] Eurocode 3 (1993), Design of Steel Structures, European Standards.

[14] Efthymiou, M. (1988), Development of SCF Formulae and Generalized Influence Functions for Use in Fatigue Analysis, Offshore Tubular Joints Conference OTJ, Egham, Surrey, U. K.

[15] Fricke, W. (2002), Recommended Hot–Spot Analysis Procedures for Structural Details of Ships and FPSOs Based on Round–Robin FE Analysis, Journal of ISOPE, Vol. 12(1), pp. 40–47.

[16] Fricke, W., Berge, S., Brennan, F., Cui, W., Josefson, L., Kierkegaard, H., Kihl, D., Koval, M., Mikkola, T.P., Parmentier, G., Toyosada, M., Yoon, J.H., (2000), Fatigue and Fracture, Committee report of ISSC (Int. Ship and Offshore Structures Congress), Nagasaki, Japan.

[17] Geyer, J.F. and Stahl, B. (1986), Simplified Fatigue Design Procedure for Offshore Structures, Offshore Technology Conference, OTC Paper 5331, Houston, Texas, May 5–8.

[18] Healy B.E. and Bultrago, J. (1994), Extrapolation Procedures for Determining SCFs in Mid–surface Tubular Joint Models, 6th Int. Symposium on Tubular Joint Structures,

Monash University, Melbourne, Australia.

[19] Hobbacher, A. (1996), Fatigue Design of Welded Joints and Components, International Institute of Welding (IIW), XIII-1539-96/XV-845-96, Abington Pub., Cambridge, UK.

[20] HSE (1995), Offshore Installation, Guidance on Design, Construction and Certification, UK Health and Safety Executives, 4th Edition, Section 21.

[21] IACS (1999), Recom. 56.1: Fatigue Assessment of Ship Structures, International Association of Classification Societies, July 1999.

[22] ISO/CD 19902 Petroleum and natural Gas Industries – Offshore Structures – Fixed Steel Structures, Chapter 16, Fatigue Strength of Connections, International Standard Organization.

[23] Kung J.G., Potvin A et al (1975), Stress Concentrations in Tubular Joints, Paper OTC 2205, Offshore Technology Conference.

[24] Lalani, M. (1992), Developments in Tubular Joint Technology for Offshore Structures, Proceedings of the International Conference on Offshore and Polar Engineering, San Francisco, CA.

[25] Maddox, S. (2001), Recommended Design S-N Curves for Fatigue Assessment of FPSOs, ISOPE-2001, Stavanger.

[26] Marshall P. W. (1992), Design of Welded Tubular Connections, Elsevier Press, Amsterdam.

[27] Marshall, P.W. (1993), API Provisions for SCF, SN and Size-Profile Effects,Offshore Technology Conference, Houston, TX.

[28] Niemi, E. (1993), Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components, International Institute of Welding (IIW), Technical Report IIS/IIW-1221-93.

[29] Niemi, E. (1994), On the Determination of Hot Spot Stress in the Vacinity of Edge Gussets, International Institute of Welding (IIW), Technical Report IIS/IIW-1555-94.

[30] NS 3472 (1984), Design of Steel Structures, Norwegian Standards.

[31] NTS (1998), Design of Offshore Structures, Annex C, Fatigue Strength Analysis, NORSOK Standard N-004.

[32] Pilkey, W. (1997), Petersen's Stress Concentration Factors, 2nd Edition, John Wiley and Sons, Inc.

[33] Radaj, D. (1990), Design and Analysis of Fatigue Resistant Structures, Abington Pub., Cambridge, UK.

[34] Smedley, P. and Fisher, P. (1990), Stress Concentration Factors for Ring-Stiffened Tubular Joints, International Symposium on Tubular Structures, Delft, June 1990.

[35] Soh, A.K. and Soh, C.K. (1992), Stress Concentrations in T/Y nd K Spare-to-Spare and Sqare-to-Round Tubular Joints, Journal of OMAE, Vol. 114.

[36] UK DEn (1990), Offshore Installations: Guidance on Design, Construction, and Certification, 3rd Edition, UK Department of Energy (Now UK Health and Safety Executives).

[37] Van Wingerde, A.M., Packer, J.A., Wardenier, J., Dutta, D. and Marchall, P. (1993), Proposed Revisions for fatigue Design of Planar Welded Connections made of Hollow Structural Sections, paper 65 in "Tubular Structures", Edited by Coutie et al.

第 26 章　疲劳加载和应力

Fatigue Loading and Stresses

26.1 引言
Introduction

海洋结构物在其生命周期内受到各种载荷的作用。一般将相关载荷分为：

1）功能载荷

●静载荷；

●动载荷。

2）环境载荷

●海洋载荷（波浪和海流）；

●风力载荷；

●地震载荷。

3）偶然性荷载

所有在幅度和/或方向上发生变化的载荷将引起结构出现应力变化，这有可能导致疲劳损伤。动载荷和环境载荷在此方面尤为重要。对海洋结构物的主要部分来说，环境载荷具有支配作用。故认为波浪和海流是作用于海洋结构物的最为重要的环境载荷来源。浮式系泊结构物也对风力载荷敏感。

疲劳加载是疲劳分析中的关键参数之一；这也是疲劳损伤过程中的长期加载。有关海洋结构物的疲劳加载已有多种不同的研究，其均旨在说明海上环境、结构响应和统计学描述的特点。海上环境的特点一般在于波浪谱。结构响应系运用水动力理论和有限元分析加以确定。

本章旨在为 Weibull 分布函数所描述的长期疲劳应力提出一种通用方法。疲劳加载的其他方法包括设计波浪法和波浪散布图法。Weibull 应力分布函数已用于简化的疲劳分析（参见第 19 章），而波浪散布图法则使用在频域疲劳分析和时域疲劳分析之中（参见第 20 章）。

一些早期的疲劳载荷研究已由 Almar-Naess （1985）概述。这一领域的最新进展可参见 Baltrop （1998），以及诸如 Chen 和 Shin （1995）的论文和 ISSC 会务组报告。

26.2　远洋船的疲劳加载
Fatigue Loading for Ocean–Going Ships

对于远洋船，在确定整体弯曲载荷和局部压力时需考虑两种基本海况：顶浪状态和斜浪状态。应分别为满载状态和压载状态计算出累积疲劳损伤。其中每一种状态的概率均需通过入级规范并根据船型进行定义（见表 26.1）：

表 26.1　疲劳加载条件的百分比（IACS，1999）

	满载 α/%	压载 β/%
油船、液化气体运输船	50	50
散货船	60	40
集装箱船、货船	75	25

这两种基本海况将作用在船体结构上的各种动态环境影响组合在一起。这些海况的载荷分量取决于所应用的船舶入级规范。例如，BV（1998）为如表 26.2 所示的 4 种工况进一步定义了船体梁载荷与局部载荷（压力和内部载荷）。

表 26.2　远洋船的载荷工况（BV，1998）

	顶浪状态 α	斜浪状态 β
静态海水压力，并结合最大和最小内部货物载荷或压载载荷	工况 11： A_{max}=−0.45 A_{min}=0.45 B=0	工况 21： A_{max}=−0.30 A_{min}=0.30 B=0.45
最大（波峰上的船舶）和最小（波谷上的船舶）波生海水压力，并结合静态内部货物载荷或压载载荷	工况 12： A_{max}=0.625 A_{min}=−0.625 B=0.45	工况 22： A_{max}=−0.30sgn(z−N) A_{min}=0.30sgn(z−N) B=−0.625

整体载荷包括所考虑的载荷条件下的静水弯矩 M_{SW} 以及垂直波弯矩。垂直弯曲应力 σ_L 被进一步定义为：

在最大内部货物载荷或压载载荷的中垂条件下

$$\sigma_{\mathrm{L}} = \left(M_{\mathrm{SW}} + A_{\max}(M_{\mathrm{WV}})_{\mathrm{S}}\right)\frac{z-N}{I_{\mathrm{V}}} + B \cdot M_{\mathrm{WH}}\frac{y}{I_{\mathrm{H}}} \tag{26.1}$$

最小内部货物载荷或压载载荷的中拱条件下

$$\sigma_{\mathrm{L}} = \left(M_{\mathrm{SW}} + A_{\min}(M_{\mathrm{WV}})_{\mathrm{H}}\right)\frac{z-N}{I_{\mathrm{V}}} + B \cdot M_{\mathrm{WH}}\frac{y}{I_{\mathrm{H}}} \tag{26.2}$$

式中：

I_{V} 和 I_{H} 分别为水平中性轴和垂直中性轴的横截面的惯性矩；

N 和 z 分别为从龙骨线至中性轴和从龙骨线至载荷点的垂直距离；

y 为从载荷点至中心线的水平距离；

$(M_{\mathrm{WV}})_{\mathrm{S}}$ 和 $(M_{\mathrm{WV}})_{\mathrm{H}}$ 分别为中垂和中拱条件下的垂直波弯矩；

$A_{\max}$, $A_{\min}$ 和 B 为表 26.2 所定义的系数 。

局部载荷包括静态海水压力和内部货物载荷或压载载荷。满载条件下的应力范围估算如下

$$S_{ij} = \left|(\sigma_{ij})_{\max} - (\sigma_{ij})_{\min}\right| \tag{26.3}$$

与此相似，压载载荷条件下的应力范围可由下式估算得出

$$S_{ij}' = \left|(\sigma_{ij}')_{\max} - (\sigma_{ij}')_{\min}\right| \tag{26.4}$$

船体梁应力范围的长期分布可由双参数 Weibull 分布表示。对海上船舶的特性进行长期分析，使得船体梁弯曲应力的长期分布得以确定，此时形状参数ξ可确定如下（BV, 1998）

$$\xi = 0.47/\ln\left(\frac{\sigma_{10^{-8}}}{\sigma_{10^{-5}}}\right) \tag{26.5}$$

式中：

$\sigma_{10^{-8}}$和$\sigma_{10^{-5}}$分别是超越概率为 10^{-8} 和 10^{-5} 时的极端船体梁弯曲应力。

如果不对海上船舶特性进行直接分析，远洋钢质船舶的第一个形状参数ξ的近似值可根据 IACS（1999）取值如下

$$\xi = 1.1 - 0.35\frac{L-100}{300} \tag{26.6}$$

26.3 疲劳应力 Fatigue Stresses

26.3.1 概述 General

作为第 27 章的准备，本节为长期疲劳应力的估算提出了 3 种方法，可供后续章节使用。

（1）基于 Weibull 分布的长期疲劳应力。

（2）基于确定性方法的长期疲劳应力。

（3）基于随机方法的长期疲劳应力。

26.3.2 基于 Weibull 分布的长期疲劳应力 Long Term Fatigue Stress Based on Weibull Distribution

长期疲劳应力的 Weibull 概率密度函数 $f(S)$ 可表示为

$$f(S)=\frac{\xi}{A}\left(\frac{S}{A}\right)^{\xi-1}\exp\left[-\left(\frac{S}{A}\right)^{\xi}\right] \tag{26.7}$$

式中：

A 为尺度参数；

ξ 为形状参数，后者为结构类型及其位置的函数。形状参数 ξ 的典型值如表 26.3 所示。

表 26.3　简化疲劳评估的 Weibull 形状参数典型值

	形状参数 ξ 的典型值
快速货船	$\xi>1$，也许可取值 1.3 或更大一些
赤道水域中的慢速船舶	$\xi<1$，或许可取值 0.7
墨西哥湾固定平台	$\xi\approx 0.7$
北海固定平台	$\xi>1$，也许可取值 1.4，如果平台为细长型且动态活跃的话

Weibull 形状参数一般取决于对出现周期性应力产生作用的载荷类型。

Weibull 分布函数如下

$$F(S)=\int_0^S f(S)\mathrm{d}S=1-\exp\left[-\left(\frac{S}{A}\right)^{\xi}\right] \tag{26.8}$$

然后，可将应力超越概率表示为

$$p=1-\int_0^S f(S)\mathrm{d}S=\exp\left[-\left(\frac{S}{A}\right)^{\xi}\right] \tag{26.9}$$

如果 S_0 为所预计的极端应力，其在波浪遭遇 N_0 的存在期内发生一次，那么式（26.9）则表示为

$$p(S_0)=\exp\left[-\left(\frac{S_0}{A}\right)^{\xi}\right]=\frac{1}{N_0} \tag{26.10}$$

根据上式得出下式（Almar–Naess, 1985）

$$A=S_0(\ln N_0)^{-1/\xi} \tag{26.11}$$

ξ=1 的特殊工况是众所周知的指数分布，其中超越应力的 $\lg N$ 示意图为直线。将式（26.10）代入式（26.9），得到

$$p=\exp\left[-(\ln N_0)\left(\frac{S}{S_0}\right)^{\xi}\right]=\frac{1}{N} \tag{26.12}$$

根据式（26.11）得出

$$S=S_0\left[\frac{\lg N}{\lg N_0}\right]^{1/\xi} \tag{26.13}$$

26.3.3 基于确定性方法的长期应力分布 Long Term Stress Distribution Based on Deterministic Approach

该法以波浪力的确定性计算为依据，并涉及（Almar–Naess, 1985）：

1. 主要波向的选择

分析时选择 4~8 个主要波向。

主要波向的选择须考虑到导致有高应力作用于关键结构构件的方向。所有的

波均分布在这些主要的方向之间。

2. 确定波浪的长期分布

对于每一个所选的波向，波高长期分布的确定需通过一组合理描述了长期定向波分布的规则波。对疲劳损伤作用最大的波高范围需引起特别注意。最为可能的期限可取波浪周期。

3. 应力范围的预测

对于每一个已确认的波浪（方向、高度、周期），采用水动力载荷和结构响应的确定性方法来预测应力范围。

4. 应力分布的选择

应力分布如图 26.1 所示，其中$\Delta\sigma_i$和 H_i 分别表示应力范围和波高。

经简化的疲劳分析已被编制在 API 2A-WSD（2001）规范中，其假定应力范围 $\Delta\sigma$ 与波高 H 之间的关系式基于确定性方法得出的。

$$\Delta\sigma = CH^g \tag{26.14}$$

式中：

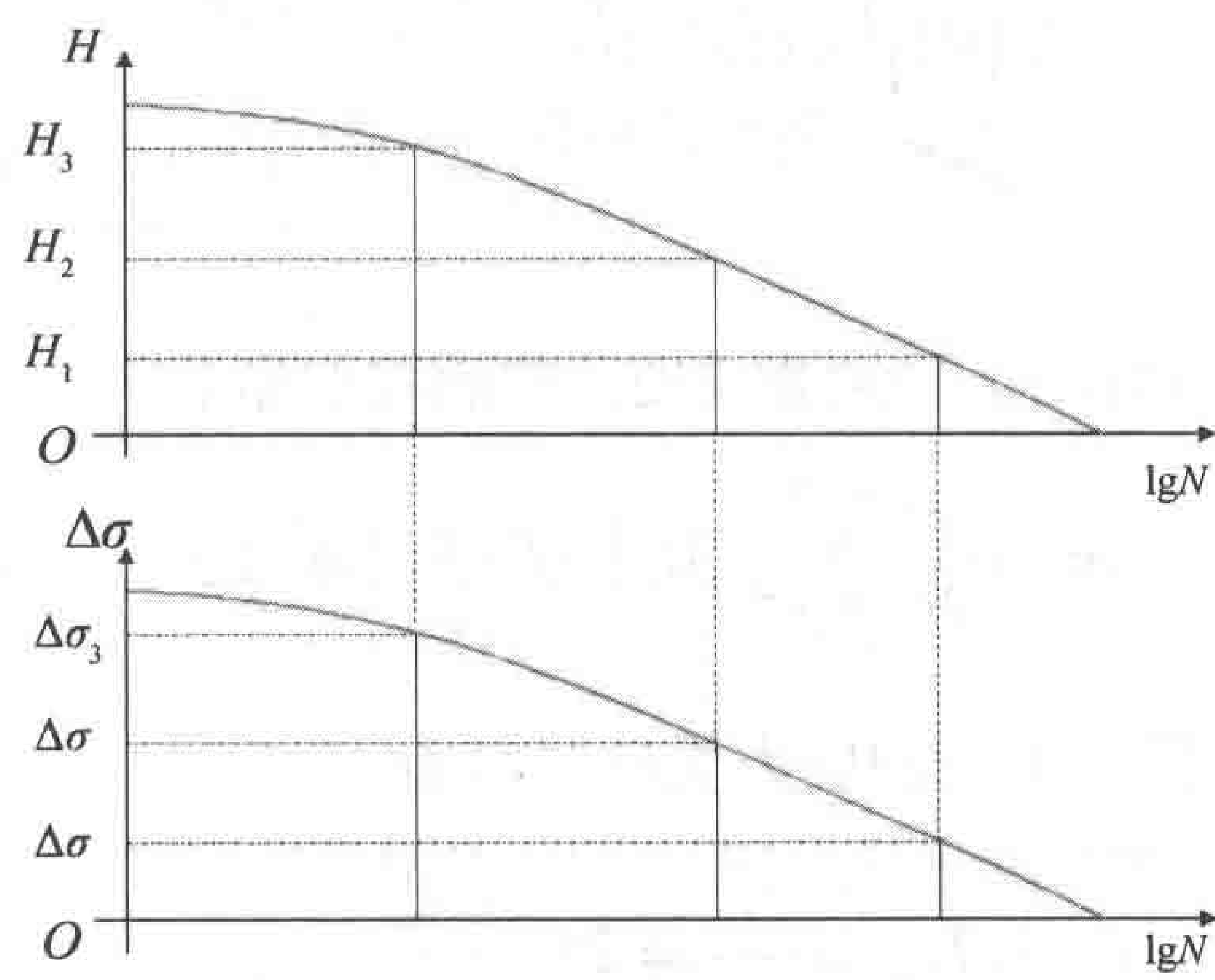
C 为校正常数，g 为校正指数。

长期波高分布由两个 Weibull 分布之和表示：一个是正常条件 H_0，另一个是飓风条件 H_1。

$$\Delta\sigma = CH_0^{\ g} \quad \text{为正常条件} \tag{26.15}$$

$$\Delta\sigma = CH_1^{\ g} \quad \text{为飓风条件} \tag{26.16}$$

基于第 19 章所述的方法，可较易推导出正常条件和飓风条件下的累积疲劳损伤。基于确定性方法的累积疲劳损伤的表达式可参见 API RP 2A – WSD 中有关疲劳的部分注解。



26.1　应力分布示意图

26.3.4 长期应力分布—谱方法
Long Term Stress Distribution – Spectral Approach

谱方法要求对环境数据和载荷进行更为全面的描述并要求具备有关这些现象的更为详细的知识。运用谱方法，可更为恰当地考虑波浪的动态效应和不规则性。

该方法包括下列步骤：

- 选择主要波向。与先前讨论的确定性方法的考虑内容相同；
- 为每一个波向选择合理描述波浪长期分布的多种海况和相应持续时间；
- 采用谱方法，为每一种海况计算出应力范围的短期分布。

将所有海况的结果进行组合，以导出应力范围的长期分布。以下内容将对谱方法做进一步描述（DNV, 1998）。

可采用波浪散布图来描述疲劳损伤评估所需的波候。波浪散布图系由 H_S 和 T_z 的分布表示。例如，可通过 Pierson–Moskowitz 波谱来定义不同海况下的环境波谱 $S_\eta(\omega)$（参见第 2 章）。

当单位波高与应力之间的关系“传递函数$H_\sigma(\omega|\theta)$”被确立时，则得出应力谱$S_\sigma(\omega)$。

$$S_\sigma(\omega)=\left|H_\sigma(\omega)\right|^2\cdot S_\eta(\omega) \tag{26.17}$$

应力响应的 n 阶谱矩可表示为

$$m_n=\int_0^\infty \omega^n\cdot S_\sigma(\omega)\mathrm{d}\omega \tag{26.18}$$

可采用扩展函数来表示波浪传播情况：

$$f(\theta)=k\cos^n(\theta) \tag{26.19}$$

式中：

选取 k，得出 $\sum_{\theta-90^0}^{\theta+90^0} f(\theta)=1$。一般取 n=2。然后将谱矩表示为

$$m_{ni}=\int_0^\infty \sum_{\theta-90}^{\theta+90} f_S(\theta)\cdot\omega^n\cdot S_\sigma(\omega)\mathrm{d}\omega \tag{26.20}$$

式中：

m_0 为零阶谱矩。因此平均的应力循环周期为

$$T_{02i}=\frac{1}{\nu_{0i}}=2\pi\sqrt{\frac{m_{0i}}{m_{2i}}} \tag{26.21}$$

周期 T_i海况内的循环次数为

$$n_i = \frac{T_i}{T_{02i}} \tag{26.22}$$

在疲劳评估中可忽略大幅运动和大波浪所致的非线性影响，因为较低载荷水平下的应力范围对累计疲劳损伤的作用相对较大。在要求线性化的情况下，建议在应力范围对疲劳损伤作用最大的载荷水平下进行线性化，也即超越概率水平介于 10^{-2}~10^{-4} 之间的应力时，可将应力范围响应假定为分布在每一种海况内的如下 Rayleigh 分布：

$$F_i(S) = 1 - \exp\left(-\frac{S^2}{8m_{0i}}\right) \tag{26.23}$$

可通过所有海况的加权和来估算应力范围的长期分布，即

$$F(S) = \sum_{i=1}^{AllSeaStates} r_i p_i F_i(S) \tag{26.24}$$

式中：

p_i 为第 i 种海况的出现概率；加权系数为

$$r_i = \frac{\nu_{0i}}{\sum \nu_{0i} p_i} \tag{26.25}$$

所得出的应力范围长期分布可采用概率分布如 Weibull 分布函数加以表示，其中的 Weibull 参数则通过曲线拟合予以确定。

26.4 使用散布图确定疲劳加载 Fatigue Loading Defined Using Scatter Diagrams

26.4.1 概述 General

对海洋（或海况）的“短期”描述意味着假定在所考虑的时间期限内有效波高和平均波浪周期恒定不变。为构建对海洋的“长期”描述，需使用散布图。散

布图系应用于疲劳谱分析和时域疲劳分析，其中需定义波浪和海流；且分别采用波浪散布图和海流散布图。环境标准被定义为定向波浪、涌浪、风力和海流的组合，以及结构物在整个寿命期内所受作用的组合情况。

除非平均应力极大(例如，张力腿牵索)，否则可忽略平均应力的影响。因此，对稳定的海流不予注意，但除对非线性动态响应的影响之外。海流散布图主要用于预测涡致振动。

有效波高的联合频率 H_s 和谱波浪周期 T_z 均采用波浪散布图进行定义。示意图的每一个单元均表示 H_s、T_z 的特殊组合及其出现概率。疲劳分析涉及散布图中每一种海况下的随机波浪分析以及计算得出的疲劳损伤，后者则以出现概率为依据，对相应海况的求和得出。根据运动分析，为特殊的参照海况得出应力幅值算子（RAO）。

长期的方向性影响也需采用散布图加以考虑，其中需定义每一个方向的概率。对于每一组有效波高 H_s 和谱波浪周期 T_z，均应使所有方向的总概率等于 1.0。

26.4.2 系泊和立管在疲劳海况下产生的阻尼 Mooring and Riser Induced Damping in Fatigue Seastates

因系泊缆和立管上的拖曳所致的黏滞阻尼会显著影响深水浮式结构的运动。从传统来看，浮式系泊结构的运动响应均已采用将系泊缆和立管建模为无质量弹簧进行评估。在这一非耦合方法中，系泊缆和立管的惯性、阻尼和刚度均不会被正确地纳入船舶运动的预测之中。

浮式结构物、系泊缆和立管之间的动态相互作用应借助于耦合分析进行评估，后者可对系泊缆和立管的拖曳阻尼进行相容建模。耦合分析可以频域法(Garret, 等, 2002)或时域法为依据。在耦合式方法中，系泊缆和立管均被纳入模型中，并与浮式结构物相结合。

反之，船舶运动则对张力腿牵索、系泊缆和立管产生影响。对于疲劳分析，有必要计算出下述船舶运动：

- 线性波生运动和载荷；
- 二阶非线性运动。

在选择立管偏离角时，运动所产生的疲劳是一个关键因素。

26.5　疲劳载荷组合
Fatigue Load Combinations

26.5.1　概述
General

也许还需要更多研究的诸多领域之一就是疲劳设计的载荷组合，尽管已有 Wen（1990）和 Chakrabarti（1991）的早期研究。在为极限强度分析确定极端载荷时，主要目标是在结构物受设计载荷组之一的作用下选择最大预计载荷影响。不过对于疲劳设计，有必要估算出主要设计载荷组以及任何结构位置上的长期应力范围分布的形状。

26.5.2　船舶结构的疲劳载荷组合
Fatigue Load Combinations for Ship Structures

对于船舶结构设计，Munse 等（1983）曾确定下述周期性疲劳载荷源：

- 低频波生载荷：10^7~10^8 次交变次数（在船舶寿命期内）；
- 高频波生载荷：10^6 次交变次数（在船舶寿命期内）；
- 静水加载：300~500 次循环；
- 热载荷：7 000 次循环。

疲劳载荷的大小受波浪统计结果、过程变化、速度和载重量条件的影响。Mansour 和 Thayamballi（1993）建议考虑下述载荷及其组合：

- 产生于船体梁弯曲的疲劳载荷；
- 产生于局部压力振荡的疲劳载荷；
- 货物加载与卸载（低循环影响）；
- 静水弯曲（平均水平）的影响。

在上述载荷中，船体梁弯曲和局部压力波动对整体疲劳损伤的作用更大。受

位置的影响，这两个载荷中一般会有一个起主导作用。例如，船舶甲板上以与垂直弯矩相关的应力波动为主，而水线附近侧舷外板上的应力范围则几乎完全因局部（内外）压力所致。船舶底部的结构细部则受弯曲和局部压力的组合影响。

水线附近的压力变化是侧舷外板上疲劳损伤的主因（Friis-Hansen 和 Winterstein, 1995）。

对于不受限运动的疲劳谱分析，通常运用标称北大西洋波浪环境。对于特定地点的 FPSO 评估或对于已知比北大西洋更为严峻的贸易航线，应采用更为严格的波浪散布图。当运动和载荷均与频率相关时，有必要纳入波浪周期变化。

船舶的疲劳加载条件为满载和压载。根据入级规范（例如，BV, 1998），对于每一种相应的加载条件，均必须考虑两种基本的海况：顶浪状态和斜浪状态。总的累积损伤可估算为

$$D = \alpha\ D_0 + \beta\ D_0^{'} \tag{26.26}$$

式中：

系数 α 和 β 参见表 26.1。D_0 和$D_0^{'}$分别为满载载荷条件和压载载荷条件所致的累积损伤。

$$D_0 = (D_1 + D_2) \tag{26.27}$$

$$D_0^{'} = (D_1^{'} + D_2^{'}) \tag{26.28}$$

式中：

$$D_i = \max(D_{i1}, D_{i2}), \qquad i\text{=1,2 满载载荷条件} \tag{26.29}$$

$$D_i^{'} = \max(D_{i1}^{'}, D_{i2}^{'}), \qquad i\text{=1,2 压载载荷条件} \tag{26.30}$$

式中：

D_{11}、D_{12} 或$D_{11}^{'}$、$D_{12}^{'}$分别为与最大和最小内部货物载荷或压载载荷相关的静态海水压力的累积损伤；D_{21}, D_{22} 或$D_{21}^{'}, D_{22}^{'}$分别为与静态内部货物载荷或压载载荷相关的最大（波峰上的船舶）和最小（波谷上的船舶）波生海水压力的累积损伤。

26.5.3 离岸结构的疲劳载荷组合 Fatigue Load Combinations for Offshore Structures

在定义离岸结构设计的环境条件时，有必要推导出离岸结构在其寿命期内

将会遭遇的定向波浪、涌浪、风力和海流组合。船体结构、系泊缆和立管的疲劳在很大程度上取决于波浪和涌浪条件，而海流则会引起立管、系泊缆和张力腿平台牵索的涡致振动。因此，要求对各种海况、涌浪，有时包括海流，进行定向散布图定义。涌浪如果特别重要，则仅需予以合理考虑即可（典型情况是将独立的涌浪谱加入分析并因此得出多峰值波浪加上涌浪谱），例如西非和澳大利亚近海（Baltrop, 1998）。合理考虑涌浪的一个可选方法是分别为定向波浪和涌浪采用两个独立的散布图。在此情况下，需合理定义每一个单独面元（海况、单元）的概率，而且每一个单独面元（单元）均由单一峰值谱表示，后者系由有效波高 H_s 和谱波浪周期 T_z 进行定义。在某些情况下，涌浪源自于无更多变化的单一方向。不过概而言之，在定义散布图时应考虑到方向性。为组合式波浪、涌浪、海流和风力选择相应海况是一个复杂课题，其要求在理解环境数据和结构动态响应的基础上做出特定的工程评判。

其他必须考虑的关键问题是载荷工况和加载条件。为估算作业状态下的疲劳损伤，应在正常的作业条件下生成船舶运动和 RAO 数据。对于运输和施工期间的疲劳损伤的估算，类似的说明通常也是有效的。然后通过添加设计疲劳寿命中每一个阶段的损伤情况以及各自阶段的周期 / 概率来得出总的累积损伤。对于张力腿平台牵索、系泊缆和立管的疲劳分析，有必要在牵索、系泊缆和立管与船舶的连接点上定义船舶运动和 RAO。

Francois 等（2000）曾将各船级社的疲劳分析结果与全尺寸现场数据进行了比较。

Nordstrom 等（2002）曾进行实例分析，以演示航向法并评估其在 FPSO 项目上应用有效性。其所建议的航向和疲劳分析法有可能导致对非线性环境下的 FPSO 进行更为有效的疲劳设计。

26.6　实例
Examples

实例 26.1：长期应力范围分布——确定性方法

问题：

确定固支在导管架平台上的跨越式立管的长期应力范围分布，如图 26.2 所示。选择本实例是为了图示说明 26.3.3 节的确定性方法（Almar–Naess, 1985）。可假定，立管跨长为 l=10m，外径 OD=0.27m，壁厚 WT=0.0015m，惯性矩 $I=9.8\times10^{-5}\mathrm{m}^4$，水深为 100m。假定所有波浪的运动方向相同。

求解：

跨距的第一个固定周期 f_N 可由下式计算：

$$f_{\mathrm{N}}=\frac{1}{2\pi}\ a_{\mathrm{N}}\ \sqrt{\frac{EI}{m\ \ l^4}}=0.17\mathrm{s}$$

式中：

EI 为抗弯刚度；

l 为跨长；

m 为单位长度质量；

a_N 为数值常数，用于双端固定的梁，a_N =22 用于第一个模式。

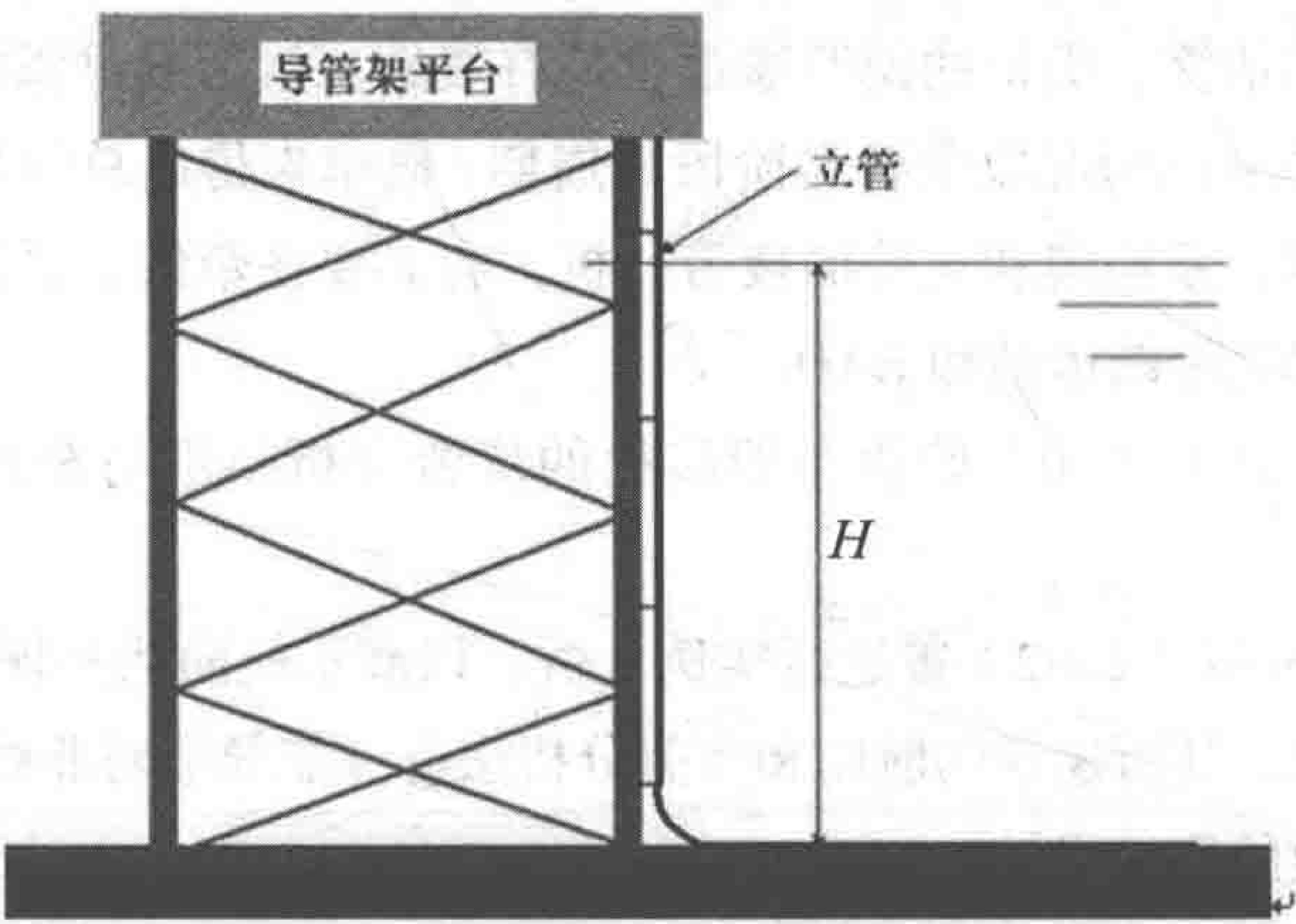


图 26.2　附接在平台上的跨越式立管

波浪力强度表示为 $F(x)$。跨距中心的力矩由下式给出：

$$M=\int_{-25}^{-15}\left[x-(-20)\right]\ F(x)\mathrm{d}x$$

单个波高的长期分布由下式给出：

$$P_{\mathrm{L}}(H)=1-\exp\left[1-\left(\frac{H}{C\times H_{\mathrm{C}}}\right)^{D}\right]$$

式中：

H_c=2.7，C=0.462，D=0.928。

每年超过波高 H 的波浪数由下式给出：

$$N = N_0\left[1 - P_L\left(H\right)\right]$$

式中：

N_0 为一年内的波浪总数，N_0=106.72。

波浪力基于 Morison 方程计算得出：

$$F = \frac{1}{2}\rho C_D D \cdot v^2 + \rho C_M \frac{\pi D^2}{4} a$$

式中：

C_D=1.0、C_M=2.0。

考虑到波浪：H=11.0m、T=11.7s，则角频率为

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 0.537\text{s}^{-1}$$

运用线性波浪理论，波浪数 k 由下式给出

$$\frac{\omega^2}{g} = k \cdot \tanh\ kd$$

式中：

d 为水深。

数值求解该方程，得 k=0.0296m^{-1}。

设定立管中心 x=0，由下式给出水平波生水质点速度：

$$v(x) = \omega \frac{H}{2} \frac{\cosh[k(x+d)]}{\sinh(k\,d)} \sin\omega t$$

水平波生加速度为

$$a(x) = \omega^2 \frac{H}{2} \frac{\cosh[k(x+d)]}{\sinh(k\,d)} \cos\omega t$$

运用线性波浪理论时，可通过区分拖曳力和惯性力来简化计算：

$$M(\omega t) = M_D(\omega t) + M_I(\omega t)$$

式中：

因拖曳力和惯性力所致的力矩分别由下式给出：

$$M_D(\omega t) = M_{D,max} \sin^2 \omega t = 4\,596 \times \sin^2 \omega t \ (\text{N}\cdot\text{m})$$

$$M_{\mathrm{I}}(\omega t)=M_{\mathrm{I,max}}\cos\omega t=1\ 306\times\cos\omega t\ (\mathrm{N\cdot m})$$

使 $M(\omega t)$ 最大化，得出：

$$\cos(\omega t)=\frac{M_{\mathrm{I,max}}}{2\times M_{\mathrm{D,max}}}=0.142 \qquad \omega t=81.8^{\circ}$$

得出如下最大力矩：

$$M_{\max}=4\ 689\ \mathrm{N\cdot m}$$

所得应力范围如下：

$$S=2\sigma_{\max}=\frac{MD}{I}=12.9\mathrm{MPa}$$

为所有的波浪重复上述步骤，其分析结果的概述如表 26.4 所示，其为确立超越应力范围的图示。

表 26.4　波高和应力范围的长期分布

H/m	T/s	$F_{\max}$/ (N/m)	S /MPa	lg N
0		0	0	6.72
3.0	7.2	28	1.0	5.74
5.0	8.7	66	2.3	5.14
7.0	9.8	140	4.8	4.57
9.0	10.8	250	8.6	4.00
11.0	11.7	384	13.2	3.45
15.0	13.1	738	25.4	2.35
20.0	14.6	1326	46.7	1.00

注意：N 为一年内超越给定波高、力和应力范围的循环次数。如表所示，超越应力范围的图示可基于 $S-\lg N$ 关系绘制而成。

实例 26. 2：长期应力范围分布——谱方法

问题：

确定跨越式立管的长期应力范围分布，其在实例 26.1 中采用谱方法予以考虑。本实例描述了确定长期应力范围的谱方法，参见 26.3.4 节（Almar-Naess, 1985）。

求解：

长期应力范围分布根据式（26.21）得出；对大量海况的短期分布进行概述。通过式（26.20）导出短期应力分布的方法如后续所述。给定波高的最可能波浪周期为

$$T=\frac{2\pi}{\omega}=0.7+4.2H^{0.4}$$

传递函数可表示如下

$$H_{\sigma}(\omega)=\frac{\sigma_{\max}(\omega)}{H/2}$$

式中：

$\sigma_{\max}(\omega)$ 为波频 ω 所致的最大应力。

再行考虑波高 H=11m、T=11.7 s 和 ω =0.539。根据确定性分析可得：

$$M_{\max}(\omega=0.539)=4698\text{Nm},\quad \sigma_{\max}(\omega=0.539)=6.9\text{MPa}$$

然后根据 $\sigma_{\max}(\omega)$ 和 H 计算出传递函数。为介于 3~25 之间的一组波浪周期重复这一计算过程，以推导出 $H(\omega)$ 与 ω 之间的关系。

当单位波高与应力之间的关系"传递函数$H_{\sigma}(\omega|\theta)$"被确立时，则得出如下应力谱：

$$S_{\sigma}(\omega)=\left|H_{\sigma}(\omega)\right|^{2}S_{\eta}(\omega)$$

可把第 i 种海况应力响应的 n 阶谱矩表示为

$$m_{0i}=\int_{0}^{\infty}S_{\sigma}(\omega)\mathrm{d}\omega=115.6\text{MPa}^{2}$$

$$m_{2i}=\int_{0}^{\infty}\omega^{2}S_{\sigma}(\omega)\mathrm{d}\omega=35.74(\text{MPa}/\text{s})^{2}$$

因此平均的应力循环周期为

$$T_{02i}=2\pi\sqrt{\frac{m_{0i}}{m_{2i}}}=11.3\text{s}$$

周期 T_i 海况内的循环次数为

$$n_{i}=\frac{T_{i}}{T_{02i}}=\frac{3\times3600}{11.3}=956$$

可将应力范围响应假定为分布在每一种海况内的如下 Rayleigh 方程：

$$F_{i}(S)=1-\exp\left(-\frac{S^{2}}{8m_{0i}}\right)$$

26.7 结束语 Concluding Remarks

本章已就简化疲劳评估和谱疲劳评估对船舶和离岸结构的疲劳载荷展开了讨论。

船舶结构的关键疲劳载荷为整体波浪载荷、局部载荷和内部载荷。这些疲劳载荷均被施加在结构响应模型中。可通过简化疲劳评估和谱疲劳评估来施加疲劳载荷，参见 26.3 节和 26.4 节。要求在将来进行研究的领域包括（Chen 和 Shin, 1995）：

●计算虑及非线性的载荷；

●开发理论方法以组合高频和低频响应（例如，普通波生载荷加上砰击导致的颤振）；

●开发船体 - 应力监控系统，以将船舶运行经验与预计疲劳失效相结合；

●量化载荷预测包括载荷组合中的不确定性。

对于离岸结构，关键问题是为所有的特定离岸地点纳入有关随机波浪、涌浪、风力和海流载荷的散布图定义。另一个关键问题是船舶运动和 RAO 的估算，其依据为结构模型、环境条件和载荷。要求进行更多研究的领域如下：

●为特定地点采集可靠的环境数据；

●为随机波浪、涌浪、风力和海流组合疲劳载荷；

●评估船舶运动、RAO 和低频运动。

26.8 参考文献 References

[1] Almar-Naess, A. (ed.) (1985), Fatigue Handbook - Offshore Steel Structures, Tapir Press, Norway.

[2] API RP2A - WSD (2001), Frecommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms - Working Stress Design, American Petrileum

Institute.

[3] Baltrop, N. (1998) (editor), Floating Structures: A Guide for Design and Analysis Oilfield Publications, Inc., Vol. 1.

[4] BV, (1998), Fatigue Strength of Welded Ship Structures, Bureau Veritas, July 1998

[5] Chakrabarti, S.K. (1987), Hydrodynamics of Offshore Structures, Computational Mechanics Publications.

[6] Chakrabarti, S.K. (1991), Strategies for Nonlinear Analysis of marine Structures, Report No. SSC-347, Ship Structure Committee.

[7] Chen, Y.N. and Shin, Y.S, (1995), Consideration of Loads for Fatigue Assessment of Ship Structures, Proc. Symposium and Workshop on the Prevention of Fracture in Ship Structures, Washington, DC.

[8] DNV (1998), Fatigue Assessment of Ship Structures, Det Norske Veritas, Classification Notes No.30.7.

[9] Faltinsen, O.M. (1990), Sea Loads on Ships and Offshore Structures, Cambridge Ocean Technology Series, Cambridge University Press.

[10] Francois, M., Mo, O., Fricke, W., Mitchell, K. and Healy, B. (2000), FPSO Integrity: Comparative Study of Fatigue Analysis Methods, OTC 12148.

[11] Friis-Hansen, P. and Winterstein, S.R. (1995), Fatigue Damage in the Side Shell of Ships, Journal of Marine Structures, Vol.8(6), pp. 631-655.

[12] Garrett, D.L., Gordon, R.B. and Chappell, J.F. (2002), Mooring and Riser Induced Damping in Fatigue Seastate, OMAE2002-28550.

[13] Hogben, N. (1985), Global Wave Statistics, British Maritime Technology.

[14] IACS (1999), Fatigue Assessment of Ship Structures, International Association of Classification Societies, Recommendation 56.1.

[15] Mansour, A. and Thayamballi, A. (1993), Probability-Based Ship Design Loads and Load Combinations, Report No. SSC-373, Ship Structure Committee.

[16] Munse, W.H., Wibur, T.W., Telalian, M.L., Nicol, K., and Wilson, K. (1983), FatigueCharacetrization of Fabricated Ship Details for Design, Report No. SSC-318, Ship Structure Committee.

[17] Nordstrom, C.D., Lacey, P.B., Grant, R. and Hee, D.D. (2002), Impact of FPSO

Heading on Fatigue Design in Non-Collinear Environments, OMAE2002-28133.

[18] Wen, Y.K. (1990), Structural Load Modeling and Combination for Performance and Safety Evaluation, Elsevier.

第 27 章　简化疲劳评估

Simplified Fatigue Assessment

27.1 引言 Introduction

结构连接（管状连接、板状连接、管道焊接等）的疲劳评估是包括船舶、固定平台、浮式结构、管线、立管和系泊缆在内的海洋结构物设计中最为关键的问题。疲劳评估的结果将从下述方面影响成本和安全：

- 连接材料的质量；
- 焊接加工的质量（诸如焊接、热处理等）；
- 检查和维修的频率；
- 潜在失效模式的后果；
- 部分损伤结构系统的剩余强度。

以下为 5 种估算累积疲劳损伤的关键方法：

（1）确定性疲劳分析。

（2）简化疲劳评估——假定应力范围遵从 Weibull 分布（本章予以论述）。

（3）谱疲劳分析（参见第 20 章）。

（4）时域疲劳分析（参见第 20 章）。

（5）基于断裂力学的疲劳损伤评估（参见第 21 章）。

前 4 种方法采用 *S–N* 曲线来估算疲劳损伤，而最后一种则以断裂力学（有限元）法为依据。

入级规范（诸如 ABS （2002）钢质船舶规范）中的疲劳标准采用了基于 Weibull 形状参数经验值的简化疲劳评估。在某些情况下，简化疲劳评估亦受到 API RP 2A （2001）的支持。

本章将对基于双参数 Weibull 分布的简化疲劳评估法进行论述。Weibull 形状参数取决于波候和结构响应特征，尤其是结构动力学的可能影响。疲劳评估结果对 Weibull 形状参数异常敏感。简化疲劳评估的优点在于能够推导出用于疲劳损伤的闭式表达式，并可基于疲劳裂纹的历史数据来校准 Weibull 形状参数。

27.2　确定性疲劳分析 Deterministic Fatigue Analysis

在海洋结构物的确定性疲劳分析中，采用规定波高 H_i 和周期 T_i 的周期性单波“块”，其中 $i=1,2,3,\cdots,I$。考虑到参照时间期限 T_R 内的疲劳损伤，分析方法如图 27.1 所示并详见下述内容：

●计算第 i 个波块出现的出现次数：$n_i=T_R \cdot P_i/T_i$，式中 P_i 为波高 H_i 的概率（相对频率）；

●应力范围 $s_i(H_i)$ 的计算系基于对波高 H_i 和周期 T_i 的结构响应的静态分析。采用参数方程或试验 / 数值分析来得出应力集中系数 SCF（其在图 27.1 中表示为 K）。动态放大系数 D 表示动态应力范围与准静态应力范围之比；

●基于 $S–N$ 设计曲线，计算出应力范围 $D \cdot SCF \cdot s_i(H_i)$ 在失效前的循环次数 N_i；

●计算出每一个波块的疲劳损伤：n_i/N_i；

●基于 Miner 定律计算出累积疲劳损伤。

$$D_{\text{fat}}=\sum_{i=1}^{I}\frac{n_i}{N_i} \tag{27.1}$$

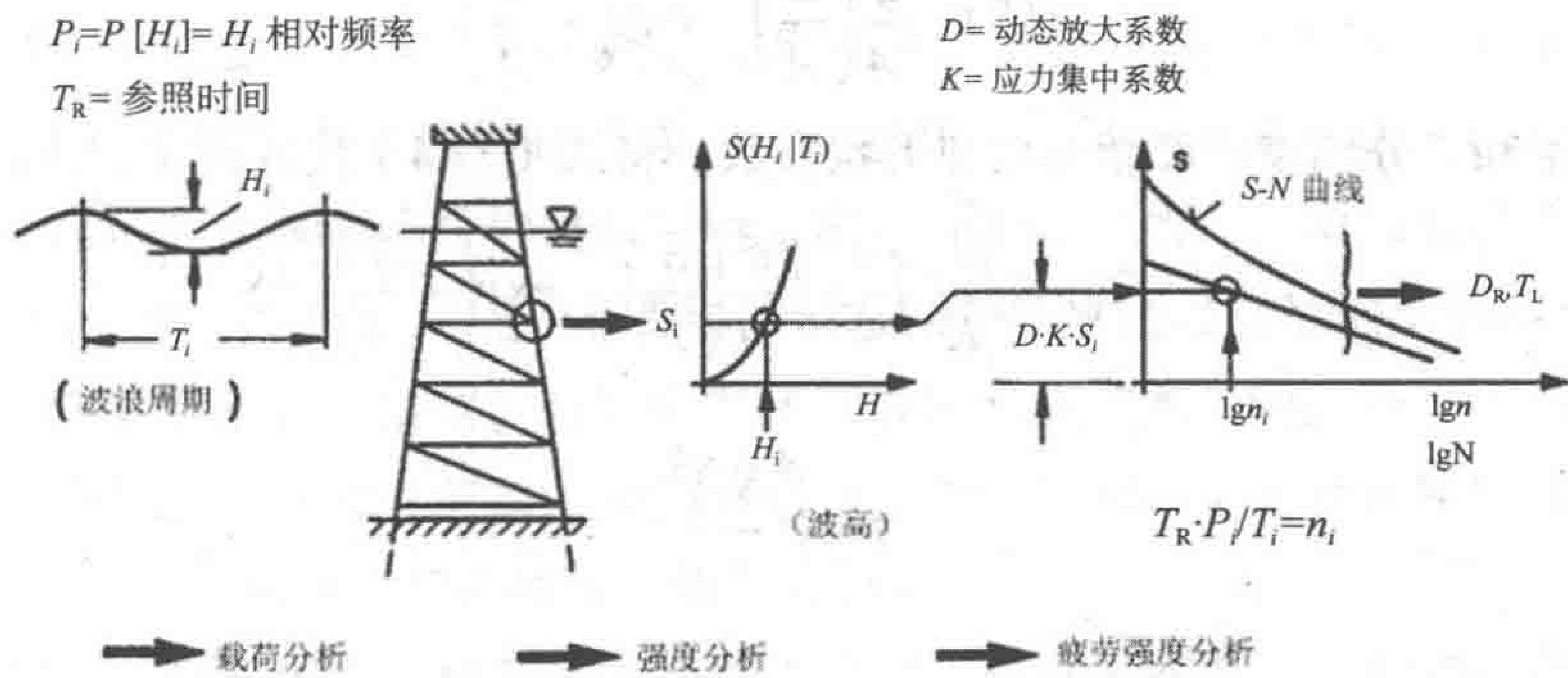


图 27.1　确定性疲劳分析（Clauss 等，1994）

27.3 简化疲劳评估

Simplified Fatigue Assessment

27.3.1 累积损伤的计算

Calculation of Accumulated Damage

假定可应用线性累积 Palmgren–Miner 定律，并表示如下

$$D_{\text{fat}} = \int_0^{\infty} \frac{N_0 f(S)}{N(S)} \mathrm{d}S \tag{27.2}$$

式中：

N_0 为所考虑的长期限内的总循环次数；

$f(S)$ 为应力范围的概率密度函数（应力范围 S 的循环次数为 $N_0 f(S)\mathrm{d}S$）。

如第 16 章所述，S–N 曲线可表示为 $N=KS^{-m}$。将这一方程代入式（27.2）

$$D_{\text{fat}} = \frac{N_0}{K} \int_0^{\infty} S^m f(S) \mathrm{d}S \tag{27.3}$$

对于海洋结构物，应力范围的概率密度函数可由双参数 Weibull 分布表示。

$$f(S) = \frac{\xi}{A}\left(\frac{S}{A}\right)^{\xi-1} \exp\left(-\frac{S}{A}\right)^{\xi} \tag{27.4}$$

式中，A 和 ξ 分别表示尺度参数和形状参数。将式（27.4）代入式（27.3）：

$$D_{\text{fat}} = \frac{N_0}{K} \int_0^{\infty} S^m \frac{\xi}{A}\left(\frac{S}{A}\right)^{\xi-1} \exp\left(-\frac{S}{A}\right)^{\xi} \mathrm{d}S \tag{27.5}$$

引入

$$x = \left(\frac{S}{A}\right)^{\xi} \tag{27.6}$$

得到

$$D_{\text{fat}} = \frac{N_0}{K} A^m \int_0^{\infty} x^{1+m/\xi} \exp(-x) \mathrm{d}x \tag{27.7}$$

Gamma 函数定义为

$$\Gamma(k)=\int_0^{\infty}e^{-x}x^{k-1}\mathrm{d}x \tag{27.8}$$

将式（27.7）和式（27.8）组合，可将长期累积损伤表示如下

$$D_{\text{fat}}=\frac{N_0}{K}A^m\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right) \tag{27.9}$$

第 2 篇第 18 章已推导出

$$A=\left[\frac{S_0^{\xi}}{\ln N_0}\right]^{1/\xi} \tag{27.10}$$

因此，长期累积损伤可表示如下（Almar–Naess, 1985）

$$D_{\text{fat}}=\frac{N_0}{K}\left[\frac{S_0^{\xi}}{\ln N_0}\right]^{m/\xi}\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right) \tag{27.11}$$

式中：

N_0 为 所考虑的长期限内（例如运行寿命）的总循环次数；

S_0 为 N_0 次循环的预计最大应力范围；

$P(S>S_0)=\dfrac{1}{N_0}$（在 N_0 次循环中疲劳应力范围 S 超过 S_0 一次）；

ξ 为应力循环 Weibull 分布的形状参数；

K, m 为 S–N 曲线的材料参数。

27.3.2　Weibull 应力分布参数
Weibull Stress Distribution Parameters

形状参数 ξ 等于 1 时，Weibull 分布则服从于指数分布。ξ 值可大于或小于 1。ξ 值越大，周期性加载条件则越严峻。形状参数是周期性加载环境的函数，其表示有系统存在，且该系统是如何对环境做出反应的（例如，局部加载影响、动态加载影响）。应基于同一地点上相似结构的疲劳分析来选择合适的形状参数数值。为评估所选形状参数的精度，对给定形状参数做出响应的预测疲劳损伤可与测量数据或更为精确的分析（例如，谱疲劳分析）进行比较。某些商用船舶和离岸结构的 Weibull 形状参数 ξ 的典型值，如表 26.3 所示。

谱疲劳分析和全面的疲劳损伤数据均可用于校准不同类型船舶和离岸结构的 Weibull 参数。Luyties 和 Stoebner（1998）曾提出采用谱疲劳分析来校准 API 简化疲劳设计法的方法。

27.4 双线性 *S*–*N* 曲线的简化疲劳评估 Simplified Fatigue Assessment for Bilinear *S*–*N* Curves

当 *S*–*N* 曲线表示为双线性曲线时（参见第 2 篇第 17 章），可采用下式预测疲劳损伤：

$$D_{\text{fat}}=\frac{N_0}{K}\left[\frac{S_0^{\xi}}{\ln N_0}\right]^{m/\xi}\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi},\ z\right)+\frac{N_0}{C}\left[\frac{S_0^{\xi}}{\ln N_0}\right]^{r/\xi}\Gamma_0\left(1+\frac{r}{\xi},\ z\right) \tag{27.12}$$

式中：

不完全 Gamma 函数的定义如下：

$$\Gamma(k,z)=\int_z^{\infty}\mathrm{e}^{-x}x^{k-1}\mathrm{d}x \tag{27.13}$$

$$\Gamma_0(k,z)=\int_0^{z}\mathrm{e}^{-x}x^{k-1}\mathrm{d}x \tag{27.14}$$

和

$$z=\left(\frac{S_1}{S_0}\right)^{\xi} \tag{27.15}$$

式中：

S_1 为两条 *S*–*N* 曲线相交处的应力范围（例如，相当于 10^7 的疲劳寿命）。

基于双线性 *S*–*N* 曲线的简化疲劳评估表达式曾由 Wirsching 和 Chen（1987）推导出，并发表于 DNV 船舶结构入级附录第 30.7 号以及钢质离岸结构的 DNV（2000）。

Gamma 函数表和不完全 Gamma 函数表可参见 BV （1998），其在疲劳损伤评估中非常实用。

27.5　许用应力范围
Allowable Stress Range

基于简化疲劳评估的疲劳检查格式如下

$$S_0 \leqslant S_{0\,\text{allowable}} \tag{27.16}$$

式中：

设计应力范围 S_0 系与设计寿命内给定出现概率相关的局部应力范围。

通过求解式（27.12）并采用合适的 *S–N* 曲线、容许累积损伤比以及应用有关应力分布的知识，来确定许用极端应力范围 $S_{0\,\text{allowable}}$。

对于快速疲劳评估，许用极端应力范围通常已预先计算得出，并作为 *S–N* 曲线类型、Weibull 形状参数和环境的函数列在有关疲劳的指导性文件中。

可参照 Zhao 等（2001），以了解经改装 FPSO 的强度与疲劳评估的表述内容。

27.6　切口周围连接的设计标准
Design Criteria for Connections Around Cutout Openings

27.6.1　概述
General

切口周围的裂纹（亦视为细长孔）通常会出现在多种类型的船舶结构中，如图 27.2 所示。以往的研究（Bea 等，1995）已得出结论，即由于周期性波浪压力的作用，单壳油船在舷侧外板和底壳区域内会出现最大量的此类裂纹。不过双壳油船中的双层底似乎是主要问题所在的区域，这是由于满载和压载条件之间极

高的差压所致。在若干双壳油船的内部底部结构中已观察到有大量的裂纹出现（Cheung 和 Slaughter, 1998）。许多裂纹均沿着扁钢焊缝出现，介于垂直框架加强筋与内部的底部纵骨之间。

与此类似，有许多调查报告表明，在散货船的双层底和船底内，在横向肋板和纵骨连接处也出现裂纹（IACS, 1994）。

扁钢似乎是各种连接中的最薄弱环节。一些调查报告列出了多达数百次的单船扁钢失效情况（Ma, 1998 和 Bea 等 , 1995）。这一课题曾由 Glasfeld 等（1977）实施，其得出结论即在细长孔周围发现的近乎 75% 的裂纹总数均出现在扁钢处。

端部连接周围出现裂纹，一般都遵从一定的顺序。第一条裂纹一般是沿着纵骨面板上扁钢焊垫出现（见图 27.2）。在这些裂纹上常见的明显腐蚀说明，裂纹呈缓慢增长之势。当扁钢的裂纹随时间缓慢增长时，应力则通过补板再次作用于腹板架上。一旦扁钢裂纹穿透，它就完全失去载荷承载力，并使附加载荷专递至剩余的一个或两个接箍连接上。如果未发现这一缺陷并予纠正，第二条裂纹将在切口（见图 27.2）的半径内萌生，而第三条裂纹则可能在外板板的填角焊缝中出现（见图 27.2）。这种裂纹出现的顺序已由许多调查报告和现场观察得到确认。其表明，只有当扁钢裂纹完全穿透时才会发现切口半径裂纹。

27.6.2 补板设计的应力标准 Stress Criteria for Collar Plate Design

Ma 等（2000）已经为船舶设计师编制了简化标准，用于对其端部连接的设计进行快速检查。该标准要求对每一个端部连接设计进行两次检查。首先，应使扁钢上的计算平均法向应力 σ_{fb} 小于容许值 [参见式（27.17）]。其次，应使补板上的计算平均剪切应力 τ_{dc} 也小于其容许值 [参见式（27.18）]。

$$\sigma_{\mathrm{fb}} = \frac{ps(l-0.7s)}{A_1 + 0.33c_s(A_2+A_3)} < 140\mathrm{N/mm^2} \tag{27.17}$$

$$\tau_{\mathrm{dc}} = \frac{ps(l-0.7s)}{\dfrac{3.0}{c_s}A_1 + (A_2+A_3)} < 70\mathrm{N/mm^2} \tag{27.18}$$

式中：

p、s 和 l 分别表示静态设计压力、板格宽和板格长（见图 27.3）。A_1, A_2

和 A_3 分别为扁钢焊垫面积、直接连接面积和补板连接面积（见图 27.4）。

系数 c_s 可简化如下：

c_s 为 1.0 用于纵向对称加强筋；

c_s 为 1.51 用于单侧支撑的非对称纵向加强筋；

c_s 为 1.12 用于双侧支撑的非对称纵向加强筋。

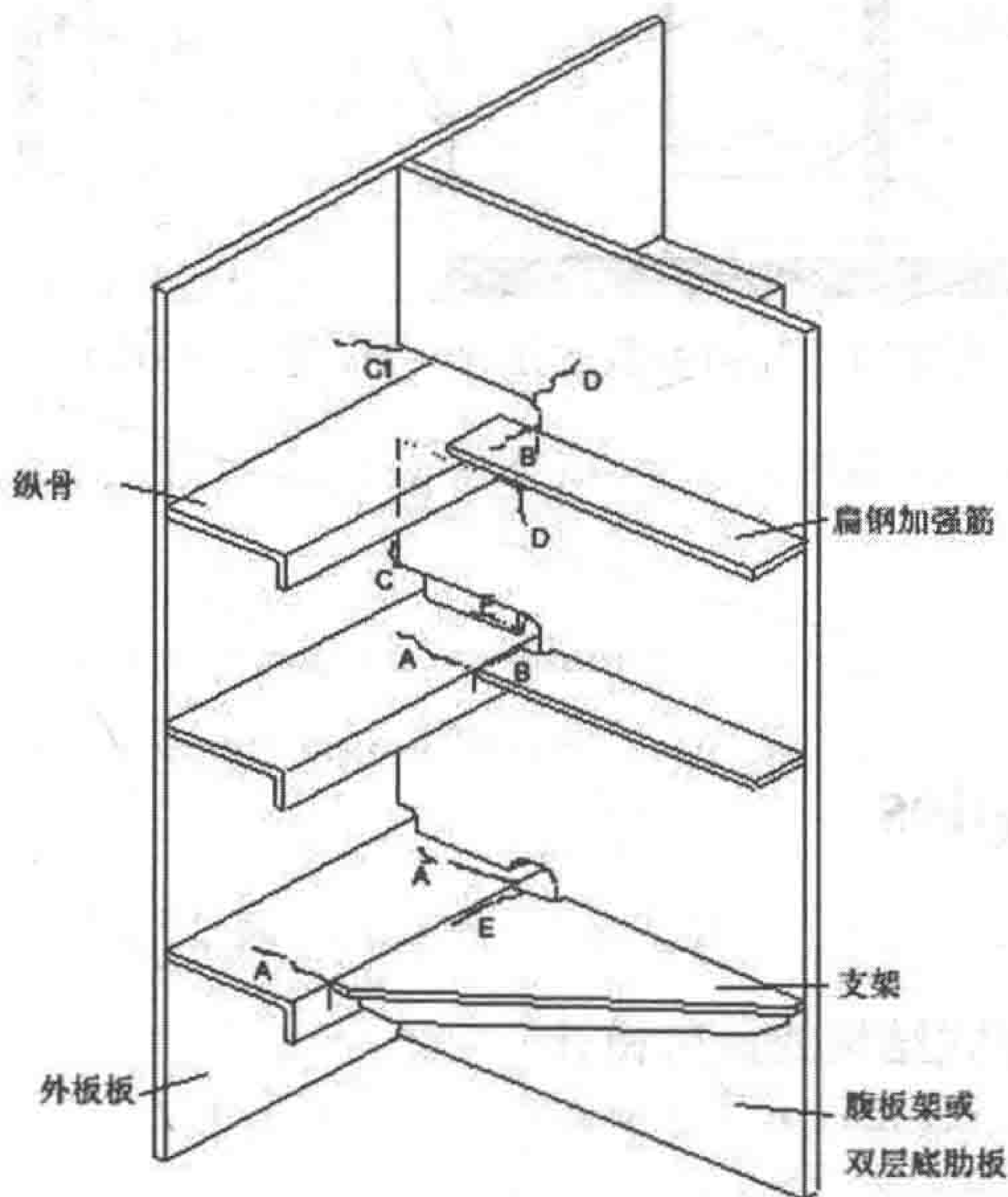


图 27.2　切口周围的不同类型裂纹

A: 纵骨（有裂纹）　B: 扁钢（有裂纹）　C: 壳板至腹板 / 肋板焊缝（有裂纹）　C1 :C 型裂纹扩展进入外板板　D: 腹板架（切口）有裂纹　E: 支架（有裂纹）　F: 凸出块（有裂纹）

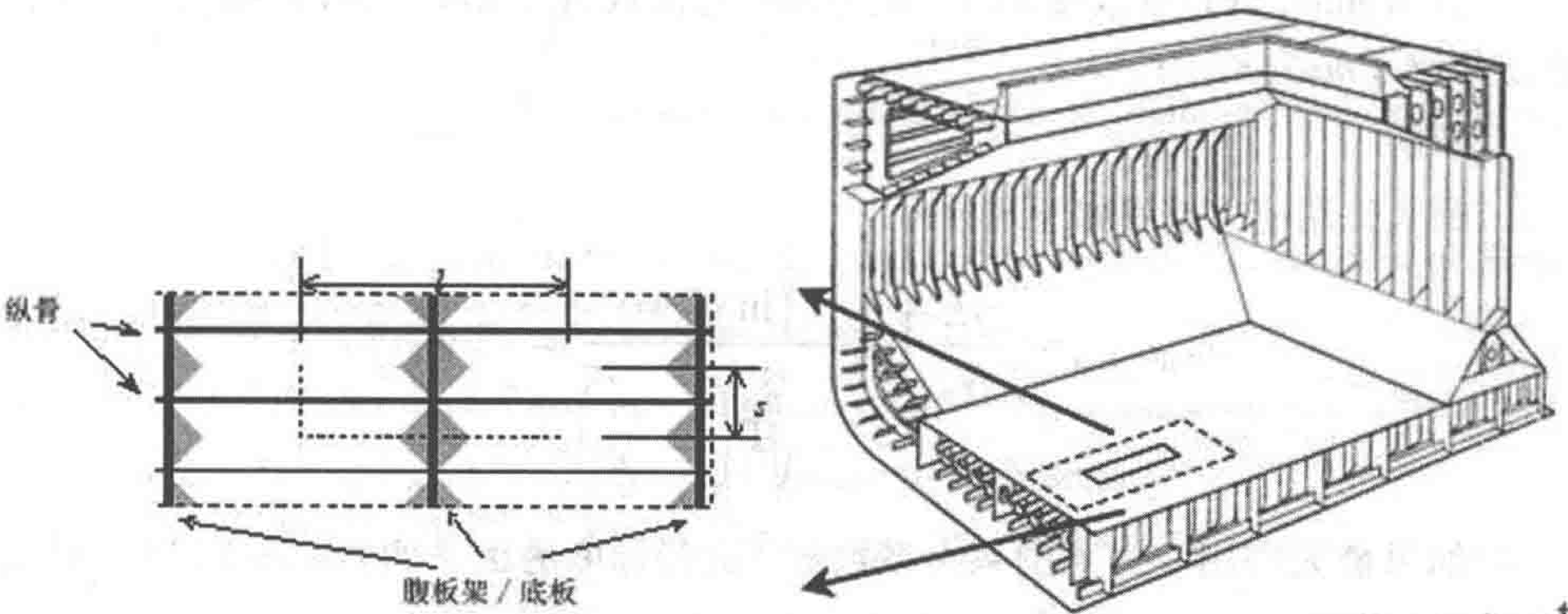


图 27.3　阴影区的压力进入不同的腹板架 / 底板内（Ma 等，2000）

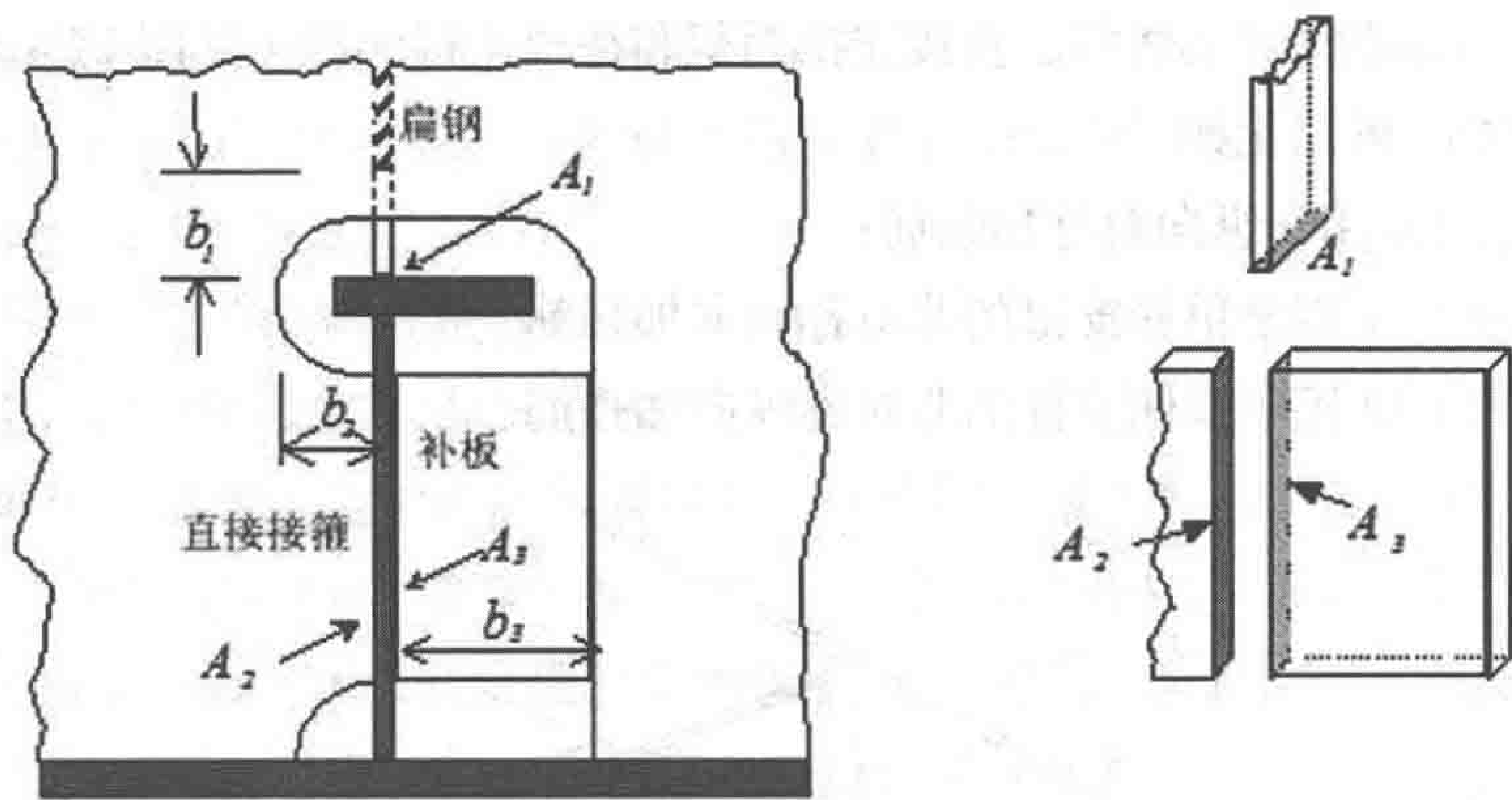


图 27.4　几何参数的定义（Ma 等，2000）

27.7　实例 Examples

实例 27. 1：半潜式结构的疲劳设计

问题：

为属于长期应力范围分布的半潜式结构计算出最大许用应力范围：

$$S = S_0\left[1 - \frac{\lg N}{\lg N_0}\right]^{1/\xi}$$

其 Weibull 分布参数 ξ =1.1。应力循环总次数 N_0 =108，容许损伤比 η=0.20，F 级焊缝（m=3, K=$10^{11.8}$）。

求解：

最大许用应力范围如下式导出：

$$S_{0\ \text{allowable}} = \left(\frac{\eta K}{N_0}\right)^{1/m} \cdot \frac{(\ln N_0)^{1/\xi}}{\sqrt[m]{\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right)}} = 93.6\text{MPa}$$

如果最大许用应力范围系由系数 $\eta^{1/3}$ 进行标度的话。例如，η=0.1 时，最大许用应力范围为

$$S_{0\ \text{allowable}}=93.6 \times (0.1/0.2)^{1/3}=74.2\text{MPa}$$

27.8 参考文献 References

[1] ABS (2000), Guide for Building and Classing Floating Production Installations, American Bureau of Shipping.

[2] ABS (2002), Rule for Building and Classing Steel Vessels, American Bureau of Shipping.

[3] Almar–Naess, A. (1985), Fatigue Handbook, Offshore Steel Structures, Tapir, Norway.

[4] API (2001), Recommendations for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms, API Recommended Practice 2A (RP 2A), 21st Edition, American Petroleum Institute.

[5] Bea, R. G., Cramer, E., Schulte–Strauthaus, R., Mayoss, R., Gallion, K., Ma, K.T., Holzman, R. and Demsetz, L. (1995), Ship's Maintenance Project, Conducted at University of California, Berkeley for U.S. Coast Guard/Ship Structure Committee (SSC), SSC–386.

[6] BV (1998), Fatigue Strength of Welded Ship Structures , Bureau Veritas.

[7] Cheung, M.C. & Slaughter, S.B. (1998), Inner Bottom Design Problems in Double–Hull Tankers, Marine Technology, April.

[8] Clauss, G., Lehmann, E. and Ostergaard, C. (1994), Offshore Structures, Vol. II – Strength and Safety for Structural Design, Springer–Verlag.

[9] DNV (2000), RP–C203, Fatigue Strength Analysis of Offshore Steel Structures, Det Norske Veritas.

[10] Glasfeld, R., Jordan, D., Kerr, M., and Zoller, D. (1977), Review of Ship Structural Details, Ship Structure Committee Report SSC–226.

[11] IACS (1994): Bulk Carriers – Guidelines for Surveys, Assessment and Repair of Hull Structure, International Association of Classification Societies.

[12] Luyties, W.H. and Stoebner, A.M. (1998), The Use of API Simplified Fatigue Design Methodology for Gulf of Mexico Structures, OTC 8823.

[13] Ma, K.T. (1998), Tanker Inspection and a Risk-Based Approach, Proceedings of ISOPE98, International Offshore and Polar Engineering Conference, Montreal.

[14] Ma, K.T., Srinivasan, S., Zhang, H., Healy, B. and Peng, H. (2000), Developing Design Criteria for Connections around Cutout (Slot) Openings, SNAME Transactions, pp. 227-248.

[15] Munse, W.H., Wibur, T.W., Telalian, M.L., Nicol, K., and Wilson, K. (1983), FatigueCharacetrization of Fabricated Ship Details for Design, Ship Structure Committee Report SSC-318.

[16] Yoneya, T., Kumano, A., Yamamoto, N. and Shigemi, T. (1993), Hull Cracking of Very Large Ship Structures, Integrity of Offshore Structures - 5.

[17] Zhao, CT, Bai, Y and Shin Y. (2001), Extreme Response and Fatigue Damages for FPSO Structural Analysis, Proc. of ISOPE' 2001.

[18] Wirsching, P.H. and Chen Y.N. (1987), Fatigue Design Criteria for TLP Tendons, J. Structural Engineering, ASCE, Vol. 113 (7).

第 28 章　谱疲劳分析和设计

Spectral Fatigue Analysis and Design

28.1 简介
Introduction

28.1.1 概述
General

基于张力腿平台、半潜式结构、Spar、FPSO 和其他类型浮式结构物的最新离岸领域的研究进展已明确表明，运营商对深水技术深信不疑，并且为了使技术适用于更大水深而将继续加大研究。因此，具有成本效益的浮式结构将继续得到开发以应用于深水领域。

在简化疲劳评估中，疲劳损伤的估算需假定应力遵从长期响应的 Weibull 分布。简化疲劳评估已成功应用于船舶疲劳设计，其中需对船舶不同部位的许用应力进行预先计算。由于经估算的疲劳损伤对 Weibull 参数过于敏感，谱疲劳评估已在离岸结构分析中越来越接受到欢迎（Chen 和 Mavrakis, 1988）。

疲劳分析和设计包括若干分析步骤：

●疲劳筛查；

●详细结构分析；

●焊接改进再分析；

●设计改进再分析；

●设计和焊接改进再分析。

本章论述浮式结构物的如下疲劳分析：

●谱疲劳分析，包括计算机建模、载荷条件、结构分析与核准、加载组合以及疲劳损伤评估；

●时域疲劳分析；

●局部结构细部的疲劳设计。

谱疲劳分析亦可用于船舶结构，但需假定波浪散布图的定义适度，因为船舶是为非限制运行而设计的。

常用于浮式结构物疲劳分析的规范和标准如下：API RP 2T（1997）、API 2FPS（2001）、AWS（1997）和 UK DEn（1990）以及船级社指南。

28.1.2 术语
Terminology

疲劳分析中应用的某些术语有其特定含义，定义如下：

平均过零周期：在时程零轴上以正斜率（向上穿越）连续穿越零值的平均时间。

随机波浪：表示海洋环境的不规则表面高程和相关的水质点运动。随机波浪可通过解析法由不同波高的正弦波之和表示。

规则波：具有周期性水质点运动和表面高程的无定向波浪。

海况：在给定的时间期限内可表示平稳时间过程特点的海洋学波浪状态。

有效波高：某一海况中出现的所有单个波浪中最大的 1/3 部分波高的平均值。

传递函数：定义为结构响应数量与波高之比，系为频率函数。

S–N 曲线：以经验方式说明应力范围与失效前循环次数之间的关系。

标称应力：根据构件截面特性以及构件端部上的合力与合力矩而确定的应力。截面特性须虑及增厚或扩口短节端部的存在。

热点应力：结构细部焊趾上的应力。

28.2 谱疲劳分析
Spectral Fatigue Analysis

28.2.1 疲劳损伤的接受准则
Fatigue Damage Acceptance Criteria

疲劳损伤评估系基于 Miner 定律展开：

$$D_{\mathrm{fat}} = \sum \frac{n_i}{N_i} \leqslant \eta \tag{28.1}$$

式中：

D_{fat} 为累积寿命疲劳损伤，η 为容许损伤比，N_i 为在应力 S_i 处失效前的循环次数，其由下式的 S–N 曲线定义：

$$N = K \cdot S^{-m} \tag{28.2}$$

28.2.2 频域法计算疲劳损伤 Fatigue Damage Calculated Using Frequency Domain Solution

1）第 i 种海况的疲劳损伤

对于窄带响应，一种海况的累积损伤可以下式表示：

$$D_{fat} = \int_0^{\infty} \frac{n(S)}{N(S)} \mathrm{d}S \tag{28.3}$$

式中：

$n(S)\mathrm{d}S$ 表示 S 与 $S+\mathrm{d}S$ 之间的应力范围的数量。

如果对持续时间 T_{life} 的平稳响应过程进行假定，应力循环的总次数则为

$$n(S)\mathrm{d}S = v_{0i} T_{life}\, p(S)\mathrm{d}S \tag{28.4}$$

式中：

零上穿越频率 v_{0i} 为

$$v_{0i} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{m_{2i}}{m_{0i}}} \tag{28.5}$$

式中：

m_{0i} 为热点应力谱的零阶谱矩；

m_{2i_i} 为热点应力谱的二阶谱矩；

应力范围 S 的 Rayleigh 概率密度函数为

$$p(S) = \frac{S}{4\sigma_i^2}\exp\left(-\frac{S^2}{8\sigma_i^2}\right) \tag{28.6}$$

式中：

均方根应力 σ_i 为

$$\sigma_i = \sqrt{m_{0i}} \tag{28.7}$$

然后得到下式：

$$D_{\text{fat}} = v_{0i} T_{\text{life}} \int_0^{\infty} \frac{p(S)}{N(S)} \mathrm{d}S = \frac{v_{0i} T_{\text{life}}}{K} \int \frac{S^{m+1}}{4\sigma_i^2} \exp\left(-\frac{S^2}{8\sigma_i^2}\right) \mathrm{d}S \tag{28.8}$$

使用下述符号：

$$x = \frac{S^2}{8\sigma_i^2} \tag{28.9}$$

以及 Gamma 函数：

$$\Gamma\left(1+\frac{m}{2}\right) = \int_0^{\infty} \mathrm{e}^{-x} x^{\frac{m}{2}} \mathrm{d}x \tag{28.10}$$

得到下式：

$$D_{\text{fat}} = \frac{\upsilon_{0i} T_{\text{life}}}{K} \cdot (8 m_{0i})^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(1+\frac{m}{2}\right) \tag{28.11}$$

2）所有海况的疲劳损伤

根据一种海况的损失方程，由下式简化计算出所有海况的累积损伤：

$$D_{\text{fat}} = \sum_{i}^{\text{all sea-states}} p_i \frac{\upsilon_{0i} T_{\text{life}}}{K} \cdot (8 m_{0i})^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(1+\frac{m}{2}\right) \tag{28.12}$$

式中：

p_i= 第 i 种海况的出现概率。

基于式（28.12），直接将应力范围谱转换为疲劳损伤。运用谱疲劳分析，可推导出解析表达式，以作为从波浪谱至响应幅度谱并最终至应力范围谱的传递函数。使用均方根应力σ_i，可再次将累积损伤方程（式（28.12））表示如下：

$$D_{\text{fat}} = \sum_i p_i \frac{\upsilon_{0i} T_{\text{life}}}{K} \cdot (2\sqrt{2}\sigma_i)^m \cdot \Gamma\left(1+\frac{m}{2}\right) \tag{28.13}$$

定义海况时也需考虑到波浪方向，而每一种海况的概率均可表示为 p_{ij}，其中 j 为第 j 个方向。

$$D_{\text{fat}} = \sum_i \sum_j p_{ij} \frac{\upsilon_{0ij} T_{\text{life}}}{K} \cdot (8 m_{0ij})^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(1+\frac{m}{2}\right) \tag{28.14}$$

采用双线性曲线定义 S–N 曲线时，累积疲劳损伤可确定如下

$$D_{\text{fat}} = \sum_{i}^{\text{all sea-states}} p_i \frac{\upsilon_{0i} T_{\text{life}}}{K} \cdot (8 m_{0i})^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(1+\frac{m}{2}, z\right) +$$

$$\sum_{i}^{\text{all sea-states}} p_i \frac{\upsilon_{0i} T_{\text{life}}}{C} \cdot (8m_{0i})^{\frac{r}{2}} \cdot \Gamma_0\left(1+\frac{r}{2},\ z\right) \tag{28.15}$$

式中：

不完全 Gamma 函数的定义如下：

$$\Gamma(k,z)=\int_z^{\infty} \mathrm{e}^{-x} x^{k-1} \mathrm{d}x \tag{28.16}$$

$$\Gamma_0(k,z)=\int_0^{z} \mathrm{e}^{-x} x^{k-1} \mathrm{d}x \tag{28.17}$$

和

$$z=\left(\frac{S_1}{2\sqrt{2m_{0i}}}\right)^2 \tag{28.18}$$

式中：

S_1 为两条 S–N 曲线相交处的应力范围（例如，相当于 10^7 的疲劳寿命）。

基于双线性 S–N 曲线的谱疲劳评估表达式曾发表于 DNV 船舶结构入级附录第 30.7 号以及钢质离岸结构的 DNV （2000）。

28.3 时域疲劳评估 Time–Domain Fatigue Assessment

28.3.1 应用 Application

时域疲劳分析（TFA）与谱疲劳分析（SFA）的相似之处：两种方法均基于波浪散布图。

时域疲劳分析与谱疲劳分析的不同之处：TFA 为确定性方法，涵盖非线性的影响。SFA 则为基于线性分析的随机方法。

时域疲劳评估主要应用于下述组合情形：

- 因波生作用力所致的管道和立管的疲劳（Bai, 2001）；
- 张力腿平台牵索的疲劳（Fylling 和 Larsen, 1989）；

●低频运动所致的 SPAR 结构的疲劳（Luo, 2001）。

28.3.2　管道的时域疲劳分析方法
Analysis Methodology for Time-Domain Fatigue of Pipelines

以下将为波浪力所致的管道和立管的疲劳推导出疲劳损伤方程。与应力范围块 S_i 相当的循环次数 n_i 如下：

$$n_i = P(\cdot) f_v T_{\text{life}} \tag{28.19}$$

式中：

$P(\cdot)$为波浪和海流共同导致的流事件的概率；

f_v 为所考虑的管道响应的主振动频率；

T_{life} 为暴露于疲劳载荷影响的时间。

运用 Miner 定律和 S–N 曲线即式（28.3），可根据 H_s、T_p 和 θ_w 为每一种散布图海况评估疲劳损伤情况。

$$D_{\text{fatv}} = \frac{T_{\text{life}}}{K} \sum_{H_S T_p \theta_w} P(\cdot) \int_0^{\infty} \max\left[f_v S^m \right] dF_{\text{Uc}} \tag{28.20}$$

式中：

$P(\cdot)$有效波高 H_S 、波浪峰值周期 T_p 、平均波浪方向已定的海况的联合出现概率；

dF_{Uc}表示海流速度的长期分布函数。符号“max”表示在给定海流速度下有若干潜在模式存在时必须应用与最大疲劳损伤相关的模式。

在时域分析中，将长期不规则波浪状态划分为具有代表性的海况。对于每一种海况而言，波浪运动的时程均源自于波浪谱。水动力载荷系采用波浪运动进行预测并作用于结构物。应力范围则通过结构分析计算而得。然后运用 Miner 定律计算出疲劳损伤。

在 Bai （2001）中，对于每一种海况均在时域模型中计算应力范围，所用的波生速度为常数，而海流速度则包括从零到出现概率接近零的最大速度之间的一系列值。计算得出的应力范围被用于评估式（28.20）中的积分。就每一种海况而言，与每一种海流速度相关的疲劳损伤均乘以海流速度的出现概率。当通过波浪力模型得出所有海况的应力范围时，则采用式（28.20）计算疲劳损伤。为管道和立管的评估而采用时域疲劳法的优点在于其考虑了阻力中的非线性和结构动态响

应。其他优点则是降低了谱疲劳分析边界条件的保守性。工程实践中通常会根据这两种方法为一些精心选择和执行的分析推导出预计疲劳寿命比，然后将这一比率应用于类似的疲劳情形。

28.3.3 立管的时域疲劳分析方法 Analysis Methodology for Time-Domain Fatigue of Risers

为波浪散布图中的所有海况以及非零出现概率的每一个方向进行时域动态分析。在立管的频域疲劳分析中，接地点是固定的。在需要考虑土 - 管道的相互作用时应用时域分析法，这是为了消除频域分析中出现的保守性。船舶的二阶（漂移）运动会对疲劳分析的结果产生明显的影响。采用应力幅值算子 RAO，则很难将二阶运动包括其中，进而将波浪谱转换为应力谱。基于时域动态分析的应力时程，疲劳损伤可估算如下：

（1）疲劳损伤系基于谱矩（如频域分析中所使用的一样）进行估算，而应力谱则采用快速傅里叶变换算法进行计算。

（2）疲劳损伤则采用雨流计数技术直接根据应力时程计算得出。

（3）动态仿真的时间应足够长，因为二阶运动的主周期约为 100s。

28.3.4 非线性船舶响应的时域疲劳分析方法 Analysis Methodology for Time-Domain Fatigue of Nonlinaer Ship Response

Jha 和 Winterstein （1998）建议为有效预测随机波浪中非线性船舶载荷所致的疲劳损伤的随机累积采用“非线性传递函数（NTF）”法。非线性时域船舶载荷分析可揭示船体中部中垂和中拱力矩的非对称性。NTF 法旨在基于规则波仅使用有限的非线性分析进行精确预测。其分析成本的降低是因为覆盖多个不规则海况的昂贵的时域分析已由数量有限的规则波分析所取代。

NTF 法一般是以非线性方式将波幅和波浪周期转换为所需的载荷幅值尺度（例如，雨流计数的总载荷范围）。随机过程理论适用于：

（1）识别出最小一组的规则波（也即波高和相关周期），以基于 Foristall（1978）波高分布和离散化形式的 Longuet-Higgins （1983）波浪周期选择模型进行应用。

（2）基于概率理论将合适的一组“侧波”沿船舶立体分布。

（3）预测随机波浪所产生载荷的统计结果时，确定应如何对此结果进行加权处理。

对时域疲劳分析的预测可与频域随机疲劳分析进行对比，后者假定船舶特性采用线性模型。曾有研究显示，非线性影响是显著的。NTF 法也可应用于任何的离岸结构物。

28.4　结构分析 Structural Analysis

28.4.1　整体结构分析 Overall Structural Analysis

整体结构分析通常采用空间框架模型和精确有限元分析模型。空间框架分析为局部结构模型定义了边界载荷。为得出用于疲劳损伤评估的应力传递函数，将这些边界载荷用作精确有限元单位载荷分析结果的一个系数。

本节内容涉及所有可用于整体结构分析的建模、载荷评估和结构分析。

1. 空间框架模型

空间框架模型包括刚度、质量、阻尼的所有重要特征以及结构和该结构系统基础的加载性能；它主要由梁单元构成。计算得出的构件和力的精确度主要取决于所采用的建模技术。

图 28.1 为张力腿平台主体结构和甲板主结构的空间框架模型。尽管图中未有注明，钢筋束也被包括在该模型中，以作为可产生合适垂直刚度的支撑结构。管状梁单元被用于为钢筋束建模。一般而言，所施加的载荷工况为自平衡式，会导致钢筋束顶部出现零净加载情况。因此，在钢筋束顶部设置相对柔性的侧向弹簧，以使分析模型相对于较小的净侧向载荷保持稳定。

采用梁 - 柱单元为平台主体的柱结构和浮箱结构建模。连接和构件的定义需根据整体分析模型得出，因为从该分析中得出的载荷必须与该模型兼容。构件特

性系基于构件截面特性和材料性能而确定。分析时需输入板和加强筋元件的屈服应力以及环状加强筋框架的最大支架间距。

附加连接和构件均被纳入其中，以确保钢筋束和甲板结构在结构上是稳定的；在适当处增加附加载荷集合器。采用管状单元或 AISC（美国钢结构设计协会）单元为甲板构件建模。为每一个主甲板区确定甲板设备位置，并专门列入模型中，以在分析时生成适当的惯性载荷值和载荷运动中心。

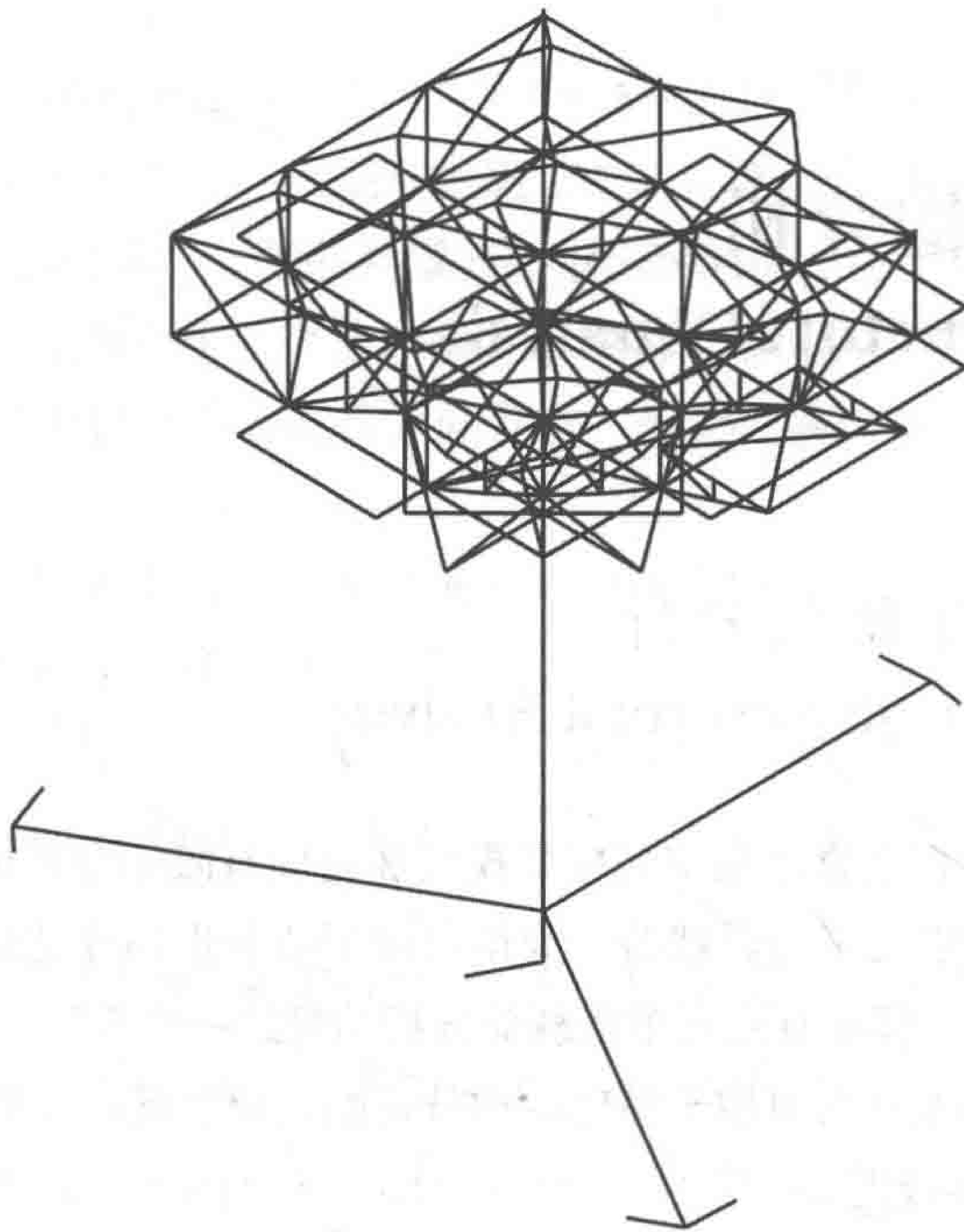


图 28.1 张力腿平台的空间框架模型

2. 精确有限元分析模型

精确有限元分析模型可应用于详细分析船体结构或部分船体结构。所有相关的构件均可纳入其中。在精确有限元分析模型中，采用三和四节点板 / 壳单元和实体单元为大部分主要构件进行完整建模。一些次要构件则可作为两节点梁单元建模。

3. 设计加载条件

为充分涵盖疲劳环境，疲劳设计加载条件系由具有足够数量波频的周期性环境载荷分量组成。这些加载条件包括：

●波浪所致的水动力载荷，包括动态压力；

●运动所致的惯性载荷；

●其他周期性加载。

加载分量既可明确生成，也可根据整体运动分析得出。对每一种设计加载条件进行载荷概述并检查其精确性和载荷非平衡性。

整体运动分析被用作动态载荷研究的基础。从整体分析到结构分析的实际界面系由每一个所分析的波浪周期和方向的若干加载分量所组成：所施加的实际和假象单位幅值、波浪衍射与散射载荷、相关惯性载荷与其他周期性加载如钢筋束动态反应。这些载荷分量的成功界面取决于运动与结构分析之间的相容的几何与质量模型，也取决于如何相容地生成运动分析中的加载分量。通过从可能的运动中直接得出模型几何形状来进行相容建模。只要可行，运动和结构分析可采用相同重量控制数据库来得出相容质量。

需针对各波浪周期和方向确定其载荷组合。这些组合的构成是：所施加的波浪载荷、所生成的惯性载荷以及相关的周期性加载，如浮式结构物实际与假想加载时的钢筋束动态响应。这些组合为谱疲劳分析中有待应用的每一组波浪周期和方向形成总的周期性载荷条件。

4. 分析与核准

主体结构分析均采用线性有限元法。响应力包括总的力和力矩响应，并对分析结果进行核准。核准对称或非对称载荷条件，以确认对称或非对称分析结果。

28.4.2　局部结构分析
Local Structural Analysis

局部结构细部需作为整个船体结构分析中的一部分。

结构细部的分析可采用有限元方法如 ABAQUS （HKS, 2002）等进行。有限元分析模型系三维形态，需进行线性应力分析。有限元分析模型的结果可直接应用于局部结构细部的附加模型核准和后续谱疲劳分析的疲劳模型。整个模型已建立并就精确性进行修正，其依据是有限元分析模型，而且是在应用于疲劳模型之后。

局部结构细部的有限元分析加载条件应以船体结构分析为依据，因其包括了该结构的所有周期性加载情况。

为此通常采用单位加载条件。为每一个单位载荷条件得出的应力均被归入疲劳模型，以便后续组合进入疲劳设计载荷中。

28.5 疲劳分析和设计 Fatigue Analysis and Design

28.5.1 总体设计 Overall Design

应当为每一个具体的结构细部进行谱疲劳评估。为此需加以注意，即每一个结构细部、每条焊缝 / 连接或任何一种形式的应力集中都可能是疲劳裂纹萌生的来源，应分别予以考虑。

在欧洲，建议将 UK DEn 方法或其修订版应用于浮式结构物的疲劳分析和设计，因为这一规范已被广为接受。在美国，则采用诸如 AWS（1997）的设计标准。不过应予注意，不同的设计标准所提供的方法在确定疲劳应力和 *S–N* 分类中各不相同，其结果是预测的疲劳损伤存在较大差别。因此，可采用基于一种设计标准的相容方法。

浮式结构物的疲劳设计安全系数均由 28.2 节所列设计标准给出，其依据为：

●连接的关键性；

●可检验性和可维修性。

确定某一个连接的关键性均基于其结构冗余。如果有一个连接可能会导致结构失效，那么其就是关键的连接。

28.5.2 应力范围分析 Stress Range Analysis

应力范围分析需采用疲劳评估软件进行，这是疲劳损伤计算的基础。有限元分析单位载荷、模型几何形状和单元应力结果均被归入疲劳计算模型中。然后基于所施加的边界载荷，为每一个疲劳波浪载荷定义载荷组合。

空间框架模型的几何形状和单元特性均已绘制，并就精确性进行了修订。任

何被发现的错误均在有限元分析输入中予以更正，并重复有限元分析。

特定热点区域的有限元模型均基于相关方法进行开发；设计标准已对有限元大小的要求给出定义。

在有限元分析模型中，单位载荷结果将被归入空间框架模型数据库内。然后基于所施加的边界载荷，适当组合这些单位载荷。

28.5.3　谱疲劳参数 Spectral Fatigue Parameters

1. 波浪环境

波浪环境由波浪散布图数据和波浪方向概率组成。

散布图概率则由年度出现概率组成，其作为结构安装现场的有效波高和峰值周期的函数。对于谱疲劳分析，波浪谱（例如，Pierson–Moskowitz）与散布图的每一个单元相关。

疲劳波浪的方向概率也被纳入疲劳评估之中。一般而言，忽略方向概率中的任何非均匀分布并不是非常保守。不过，可将风力方向概率取代此类信息，以考虑波浪接近方向的非均匀性，并在疲劳损伤计算中提供保守性。

2. 应力集中系数

在疲劳分析中确定合适的应力集中系数（*SCF*）是一项复杂的任务。这也取决于 *S–N* 分类和应力分类方法。通用的法则是，疲劳分析中的应力应类似于导出 *S–N* 曲线时从测试试样得出的疲劳应力。疲劳应力并非意味着由高分辨率细网格有限元分析所确定的就是最精确的应力，但相反这是与所选 *S–N* 曲线相一致的相关应力。有关 *SCF* 和 *S–N* 分类的讨论，请参见后续几节。

SCF 系基于参数方程和有限元分析而确定。

3. *S–N* 曲线

在美国，AWS（1997）*S–N* 曲线被用于分析浮式结构物的结构细部。将不同的应力作用于如 AWS（1997）图 9.1 所示的常规焊缝细部时，应采用图 9.2 或图 9.3 所示的相关 *S–N* 曲线，这与关键性程度相关。可将此类应力变化应用于 AWS（1997）表 10.3 所确定的情况。相关的 *S–N* 曲线可参见 AWS D1.1 图 10.6。对于 AWS（1997）中的 *S–N* 参照曲线，图 9.2、图 9.3 和图 10.6 均为等级曲线。对于此类曲线，应采用细部附近的标称应力范围。

在欧洲，UK DEn（1990）的 *S–N* 曲线被用于浮式结构物的结构细部。*S–N*

分类的确定系基于结构配置、所施加的载荷以及焊接质量。

如前所述，本章建议采用UK DEn方法，并对此进行详细论述，如表28.1所示。

表 28.1　欧洲标准与美国标准的比较

分类	欧洲标准（参照如 UK DEn, 1990）	美国标准（参照如 AWS D1.1, 1997）
S–N 曲线	均值减二个标准差曲线	下限
S–N 分类	全熔透焊缝——T 曲线 部分熔透焊缝——W 曲线 8 个等级之一：B、C、D、E、F、F2、G 和 W，取决于几何形状、应力方向以及制作和检测方法	充分降低 X 曲线的重要性以考虑厚度 / 大小的影响 平滑焊缝金属与母体金属熔合——X 曲线，否则为 X′ 曲线
疲劳损伤评估	简化疲劳——长期波高分布可由 Weibull 分布表示或者谱疲劳分析	简化疲劳——长期波高分布可由两个 Weibull 分布之和表示，一个为正常状态，另一个为飓风状态或者谱疲劳分析
阴极保护	海水中的阴极保护连接相当于空气中的连接。海水中未受保护的连接则要求 *S–N* 曲线中的寿命值减去系数 2	*S–N* 曲线（X′ 和 X）假定阴极保护有效。AWS D1.1 的疲劳规定适用于大气环境下的构件和连接。不建议进一步降低自然腐蚀的 *S–N* 曲线
焊接改进	已包括	未涵盖 使用 X 曲线而不是 X’ 曲线

4. 连接分类

有关连接分类的指南可参见 UK DEn （1990）。注意，UK DEn （1990）*S–N* 曲线曾经由 HSE（1995）修正。

UK DEn （1990）指南仅适用于无严重受损或无非连续的焊接连接。诸如焊趾上的咬边、内部或表面破损或裂纹、几何形状的不规则性之类的因素，均会导致降低疲劳强度，应予分别评估。

UK DEn （1990）指南将不同类型的焊接连接归为 9 种连接等级之一。为确定特殊焊缝细部的正确分类，有必要区分焊缝类型、所施加载荷的方向，并考虑所有可能的裂纹位置。对于多数的连接类型，需考虑焊趾、焊接端部和焊根为最有可能的位置。

最高分类的连接是那些应力方向平行于焊缝的连接。在 UK DEn （1990）指南中，填角焊缝或对接焊缝归为等级 C 或 B，这取决于制造过程是手工的还是自动的。此类连接鲜有涉及焊接细部的疲劳强度，因为其他连接可能会归入

更低的连接等级。

横向对接焊缝的分类更为复杂。其可归类于等级 D 或 E，这取决于制造过程的细节、位置和地点，所有这一切均会影响焊缝轮廓。若需通过研磨来去除焊缝余高或者通过无损检测表明焊缝无明显缺陷，则可证明等级 C 为合适。不过，如果受场地限制，不得不仅从一侧制作焊缝，则假定疲劳强度较低。

UK DEn（1990）指南将对接焊接降为等级 F。该指南亦对在板边缘的小距离内采用定位焊发出警告，因为在此情况下分类等级被降至 G。

定位焊是一个存有争议的话题。已有许多研究涉及在制作对接焊缝之前将托板附接在板上的不同方法。将托板条定位在经处理的根部，且并入最终焊缝，这会稍微改进连接的疲劳强度，这里的托板条则通过填角焊接成为板的一部分。不过，强度改进并不足以保证有较高的连接分类。在这两种情况下，会在对接焊缝的根部发生失效。

目前并未对临时性托板如玻璃或陶瓷托板条上的对接焊缝进行分类，为此需展开后续研究。专门为根部焊道设计的电焊条的应用，其结果已改进了无托板单侧焊缝的质量。在意识到焊接质量改进的情况下，如果达到了全熔透效果，则可将此类连接视为等级 F2。这种分类的应用须谨慎，因为某些区域的疲劳强度会因根部的熔透变得更低。

疲劳强度很少由对接焊缝式连接所决定，因为此类连接的强度一般明显高于填角焊缝式连接。填角焊缝被归为等级 F、F2 或 G，这取决于涉及自由板边缘的大小、方向和位置。不过，最新研究已表明，如果填角焊缝在板的转角处得以延续，那么其疲劳强度将低于等级 G 所预测的数值。

除最常发生疲劳裂纹的焊趾之外，必须对所有承受载荷的填角焊缝和部分熔透对接焊缝进行评价，以评估可能的焊缝厚度失效的情况。为避免出现这种失效情况，有必要确保此类连接的规格是适度的。采用等级 W 的 *S–N* 曲线即可达成这一点。应予注意最大剪切应力范围与等级 W 的 *S–N* 设计曲线是相关联的。

5. 结构细部

UK DEn 疲劳设计和评估指南提供了帮助结构细部进行 *S–N* 分类的纲要。根据 UK DEn（1990）指南，相关连接被划分成下述类型：

- 免焊接金属；
- 基本上平行于所施加应力方向的连续焊缝；
- 横向对接焊缝；
- 应力构件表面上的焊缝连接；

●承载填角焊缝和 T 型对接焊缝；

●焊接梁细部。

UK DEn 曲线的研发系基于小型测试试样。在结构细部的 *S–N* 分类中，用户首先会把测试中的疲劳强度与所考虑的结构细部的应力进行准确关联。例如，如图 28.2（a）所示的焊缝测试中的疲劳强度可能是横截面上的拉应力 *S*，但对于如图 28.2（b）所示的焊缝，可能就是 $SCF{\cdot}S$，其中的 *SCF* 为孔洞所致的应力集中系数。这是实际情况所致，即在 *x* 点处焊缝附近的应力等于 $SCF{\cdot}S$。不过，对于如图 28.2（c）所示的切口，小孔洞所致的应力集中不应包括其中，因为在 *S–N* 曲线中已包括了微观结构的影响。

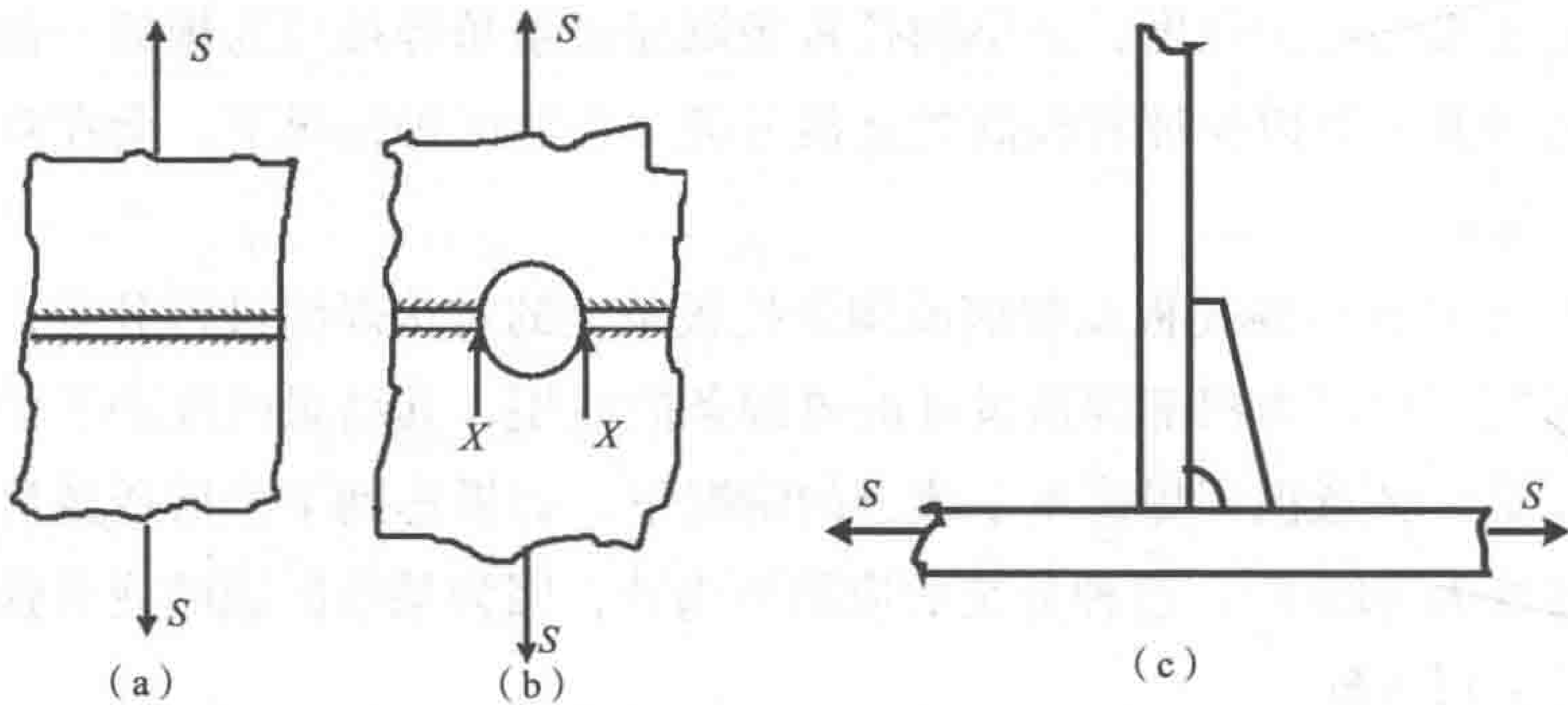


图 28.2　焊缝位于结构总体形状所产生的应力集中区域内时其疲劳应力图示

从理论上说，结构细部应当分类，并为疲劳分析过程中的每一个加载步骤考虑细部问题。这种方法一般过于复杂。因此，*S–N* 简化分类法的采用需基于工程应用的规则进行。

在较大型的复杂结构系统中从系列设计图纸开始就为焊缝结构细部分类，其重要之举在于：

●单独考虑每一个焊缝；

●考虑到所施加应力的每一个方向；

●评估所有可能的裂纹位置，因为每一种情况均会产生不同的分类；

●考虑任何可能的应力集中效应。

图 28.3 和图 28.4 为浮式结构物中的两个典型的细部实例。在图 28.3 所示的截面中，分类等级为 C 至 F2 和 W，与所施加应力的方向相关。在这些实例中，三个主方向上的应力 S_x 、S_y 和 S_z 均不相同。所以每一个等级的设计应力范围均不相同。不过，若设计目的简单，整体结构细部所需要的则是最大主应力和 F2 分类。

特别困难之处在于为有孔洞的细部进行分类并识别出潜在的裂纹位置。连续

纵向焊缝中的孔洞在 UK DEn 疲劳设计指南中被标示为等级 F；其对附加应力集中系数无任何要求。不过应将腹板归入这一细部之中。孔洞处腹板对接焊缝的端部其细部更为复杂，应予研磨处理。对于经研磨的细部，建议采用等级 E 或 D。由于孔洞的出现，应力集中系数需取值为 2.2 或 2.4。如果对接焊缝的端部未经研磨处理，建议采用等级 F 或 F2 曲线，并结合几何应力集中系数（2.2~2.4）。

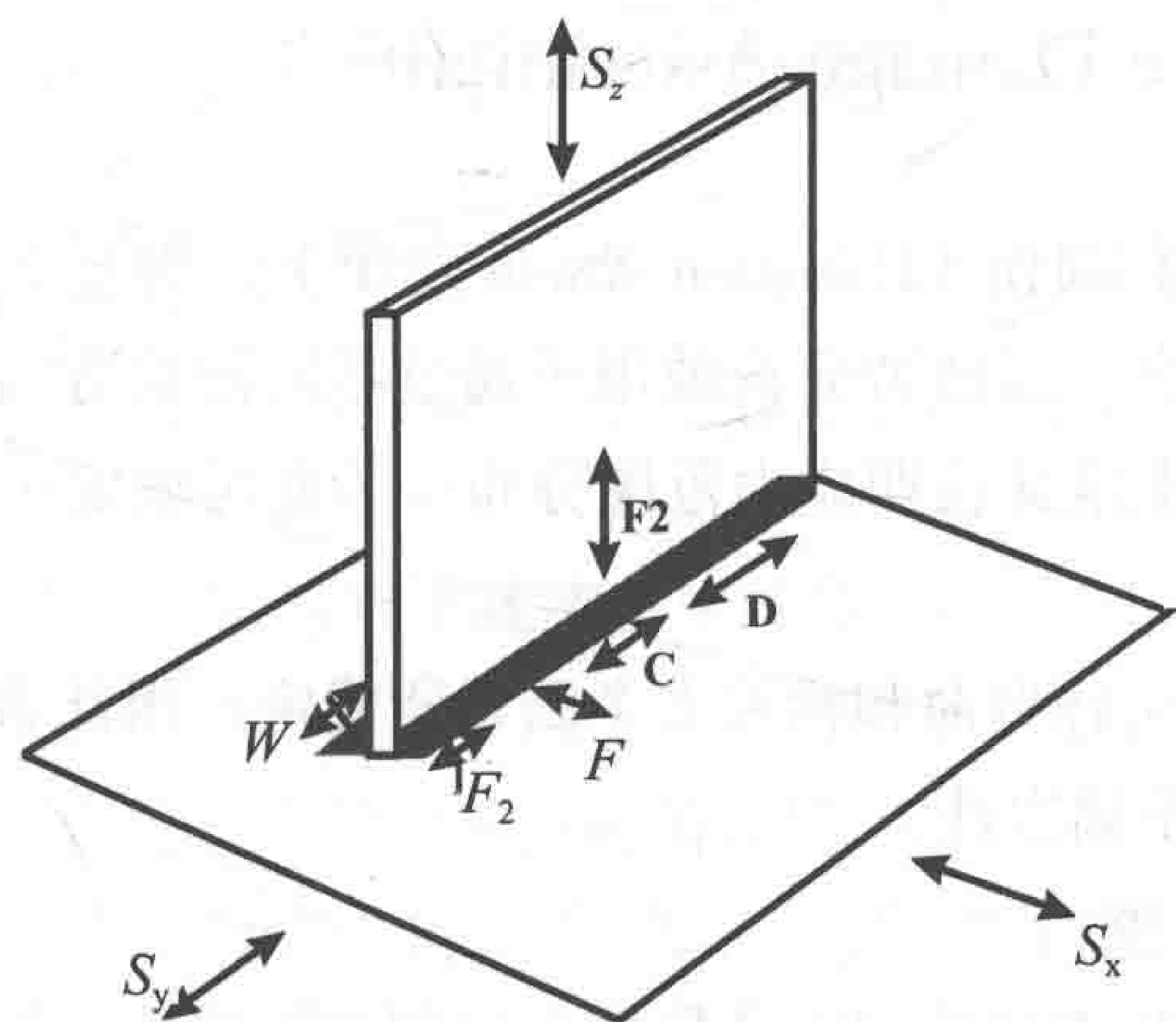


图 28.3　受三轴加载作用的结构细部的 *S–N* 分类

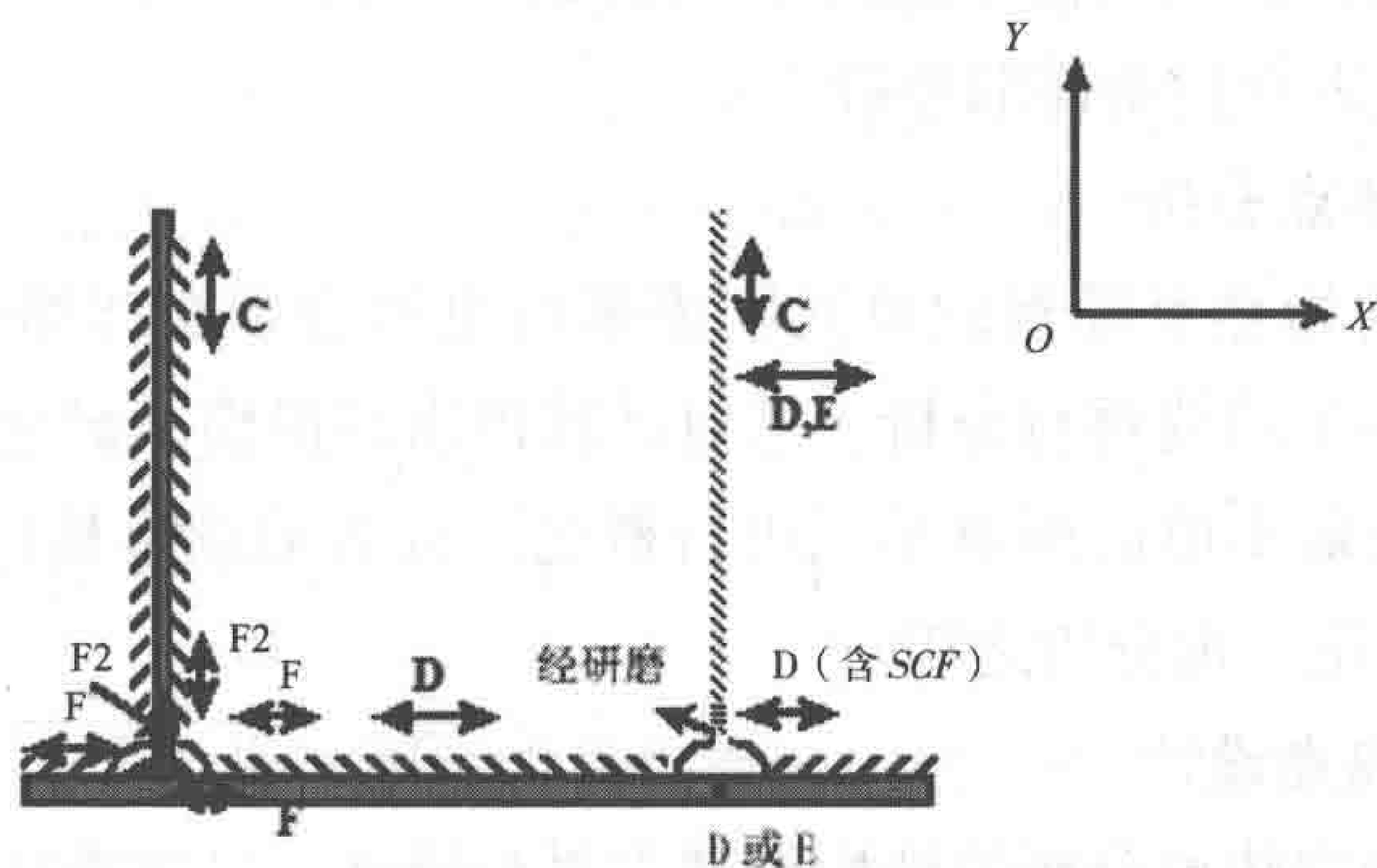


图 28.4　结构细部的 *S–N* 分类

如果关注点仍然是焊接工艺孔的使用问题，则有可能通过截短和研磨焊缝端部来改进其疲劳强度，如图 28.3 所示。在此情况下，面板与腹板之间的焊缝应在工艺孔的两侧范围内完全熔透，以避免焊喉出现失效（等级 W）。

图 28.4 为结构细部 *S–N* 分类的第三个实例。这是张力腿平台结构中浮箱与基本节点之间的小型支架。根据 UK DEn（1990）指南和已发表的疲劳测试数据，

热点区域可归类为等级 F 或 F2。

浮式结构物中结构细部的 *S–N* 分类是一项挑战性任务。在设计过程中，有许多细部结构不能基于 UK DEn（1990）指南进行分类。在此情况下，可采用其他设计标准如 AWS（1997）或已发表的疲劳测试数据来作为分类的依据。

28.5.4 疲劳损伤评估 Fatigue Damage Assessment

假定为线性累积损伤（Palmgren–Miner 定律），则基于 *S–N* 曲线方法来计算结构细部的疲劳寿命。谱疲劳分析被用于通过不同波浪方向上每一个短周期内的短期 Rayleigh 分布来定义长期应力范围分布。为此可假定采用单一斜率或双线性 *S–N* 曲线。

疲劳寿命系由运行寿命和相关安全因素所确定。因此希望留有余量，原因在于疲劳评估方法有不确定性。

1. 初始热点筛查

初始筛查旨在基于经验和运营数据来识别关键的疲劳区域。群组中每个单元的疲劳损伤的计算，均假定为每个单元采用保守的 *S–N* 曲线以及上限 *SCF*。需对计算得出的损伤情况进行审核，并在特定热点分析中对疲劳寿命小于所要求最小值的所有单元进行后续详细分析。

2. 特定热点分析

未通过初始热点筛查的单元则需采用更适合于实际结构细部和焊接方法的 *SCF* 和相关 *S–N* 曲线再行分析。需对计算得出的损伤情况进行审核，并对疲劳寿命小于所要求最小值的所有单元进行概述，以备后续审核以及可能的再设计和 / 或焊接方法修正、再分析之用。

3. 特定热点设计

未通过特定热点分析的结构细部需再行设计，以改进其疲劳强度。适宜于经再设计的结构细部和焊接方法的 *SCF* 和相关 *S–N* 曲线均被应用于疲劳再分析。在完成再设计和确定焊接方法之后，所有结构细部均须满足最低疲劳要求。

4. 细部改进

显而易见，改进焊接结构细部疲劳强度的最佳时间是设计阶段。在改进结构细部的疲劳强度时有两个因素需特别加以考虑。

●标称应力水平

改进疲劳强度的最有效方法是加大局部构件尺寸，并在结构内部配置附加载荷路径。这一方法可为给定的结构细部降低标称应力水平，因此也降低热点应力。

●几何应力集中

通过软连接对细部配置进行优化设计，可降低原本由几何非连续性引起的几何应力集中系数。这是改进疲劳强度的最有效技术。不过，这一技术通常需要有良好的工艺技术，因为所采用的是软性焊缝边与踵材。

28.5.5　疲劳分析和设计清单 Fatigue Analysis and Design Checklist

在完成疲劳分析之前，应检查下述清单中的每一项：

●计算机模型拓扑结构——模型的绘制应清晰可见，以核准模型的连通性；

●加载条件——检查每一个加载条件的精确性；

●分析与核准——逐步检查分析结果；预计与所得分析结果的不一致性应予记录并说明；

●加载组合——每一次加载组合应予概述并检查其精确性；

●环境条件——应检查波浪散布图和方向概率输入值；

● *SCF*——分析中所用的 *SCF* 应确认其有效性和可用性；

● *S–N* 曲线——分析中所用的 *S–N* 曲线应确认其有效性和可用性。

28.5.6　图纸审核 Drawing Verification

与本次设计任务相关的设计图纸应根据设计结果审核其正确性和可接受性。不合格的图纸需根据其技术任务报告中的可接受性进行校订和 / 或编制。

28.6 与船级社的关系 Classification Society Interface

28.6.1 设计纲要的提交和审批 Submittal and Approval of Design Brief

将设计纲要提交至船级社以备审核、评议与审批。船级社的评议须归入设计纲要中，并重新签发经修订的设计纲要。若有必要，应重复分析，以审核并核准修订版结果和设计纲要。

28.6.2 任务报告的提交和审批 Submittal and Approval of Task Report

在完成分析之后签发技术任务报告，以汇总分析和设计结果。这份报告应遵循设计纲要所阐述的分析方法论，并对设计纲要的不同变化进行论述。任务报告涉及支持信息、手工计算和计算机输出等方面。

这份任务报告和补充计算结果需提交至船级社以备审核，评议与审批，并可提供给后续设计人员在制造过程中参照使用。

28.6.3 结合船级社的评议 Incorporation of Comments from Classification Society

有关设计纲要和任务报告的评议需归入可应用的修订版文件中。若有需要，则签发修订版文件以备记录和终审之用。

28.7 参考文献 References

[1] ABS (2002), Rule for Building and Classing Steel Vessels, American Bureau of Shipping.

[2] API (1997), Recommended Practice for Planning, Designing, and Constructing Tension Leg Platforms, API Recommended Practice 2T (RP 2T), First Edition, American Petroleum Institute.

[3] API (2001), API RP 2FPS, Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Floating Production Systems, First Edition.

[4] AWS (1997), AWS Structural Welding Code – Steel, AWS D1.1–96, American Welding Society.

[5] Bai, Y. (2001), Pipelines and Risers, Elsevier Ocean Engineering Book Series, Vol. 3.

[6] BSI (1993), BSI 7608–Code for Practice for Fatigue Design and Assessment of Steel Structures, British Institute of Standards.

[7] DNV (2000), RP–C203, Fatigue Strength Analysis of Offshore Steel Structures, Det Norske Veritas.

[8] Forristall, G.Z. (1978), On the Statistical Distribution of Wave Heights in A Storm, J. of Geophysical Research, 83(C5), pp.2353–2358.

[9] Fylling, I.J. And Larsen, C.M. (1989), TLP Tendon Analysis, in an ASCE book entitled Tension Leg Platforms – A State of the Art Review Edited by Demirbilek, Z.

[10] HKS (2002), ABAQUS/Standard User' s Manual, Version 5.6, Hibbitt, Karlsson& Sorensen, Inc.

[11] HSE (1995), Offshore Installation, Guidance on Design, Construction and Certification, UK Health and Safety Executives, 4th Edition, Section 21.

[12] Jha, A.K. and Winterstein, S.R. (1998), Stochastic Fatigue Damages Accumulated Due to Nonlinear Ship Loads, Proceedings of OMAE, Lisbon.

[13] Longuest-Higgins, M.S. (1983), On the Joint Distribution of Wave Periods and Amplitude in a Random Wave Field, Proc. of Royal Society of London, pp. 241-258.

[14] Luo, Y.H., Lu, R., Wang, J. and Berg, S. (2001), Time-Domain Analysis for Critical Connections of Truss Spar, Proceedings of ISOPE, Stavanger.

[15] MCS, Flexcom 3D User' s Manual, Marine Computational Services.

[16] UK DEn (1990), Offshore Installations: Guidance on Design, Construction, and Certification, 3rd Edition, UK Department of Energy (Now UK Health and Safety Executives).

第 29 章　断裂力学的应用

Application of Fracture Mechanics

29.1 简介 Introduction

29.1.1 概述 General

断裂力学在海洋结构设计中的应用包括：

●评估最终断裂；

●确定裂纹扩展，计划运行中检查并确定现有结构的剩余寿命；

●在不适合进行基于 S–N 的疲劳评估时对疲劳予以评估；

●对疲劳设计的 S–N 曲线进行修正。

本章将概述三种层次的断裂评估，采用 Paris 方程预测裂纹扩展并对基于 S–N 曲线的疲劳评估和基于断裂力学的疲劳评估进行比较。

29.1.2 断裂力学设计检查 Fracture Mechanics Design Check

最大极限状态的断裂力学设计检查有三种方法可以选择，这些方法分别评估：

●最大许用应力；

●所需最小断裂韧度；

●最大容许缺陷尺寸。

1. 最大许用应力

可采用断裂力学强度标准推导特定横截面处的最大许用应力。确定了材料的断裂韧度和缺陷尺寸后即可得到最大许用应力的值。如果实际局部应力超过推导出的最大许用应力，则应修改局部设计以降低局部应力水平并达到断裂力学标准。

2. 所需最小断裂韧度

确定了设计几何外形和缺陷公差参数后，可通过断裂力学设计检查推导出所

需最小断裂韧度。然后设计人员根据得到的断裂韧度为相关特定结构选择合适的材料。

3. **最大容许缺陷尺寸**

确定了几何形状和所选材料的断裂韧度后可以推导出最大容许缺陷尺寸。对于静态载荷作用下的结构，最大容许缺陷尺寸必须满足断裂力学标准。对于动态载荷作用下的结构，最大容许缺陷尺寸代表了疲劳失效事件的临界裂纹尺寸，可以用来降低结构运行寿命内的不稳定断裂风险。该结果也能直接应用到疲劳裂纹增长期的计算中。

有 3 种层次的方法可用于断裂评估（Reemsnyder, 1997）：

层次 1：使用裂纹尖端张开位移（CTOD）设计曲线。

层次 2：利用失效评估图的标准评估或设计安全形式，无需使用实际安全系数。

层次 3：使用基于材料应力 - 应变曲线详细信息的失效评估图，需对缺陷尺寸和应力水平等使用分项安全系数。

更多信息可参见 API579（2001）、Andersen （1991） 和 BSI （1999）。

29.2 层次 1：CTOD 设计曲线
Level 1 The CTOD Design Curves

29.2.1 经验公式
The Empirical Equations

CTOD 设计曲线可用于评估各种结构（例如管道、压力容器、船舶和离岸结构、建筑物和桥梁等）的抗断裂能力。

使用最广泛的裂纹尖端张开位移设计曲线之一是英国焊接协会（AWI）绘制的曲线，可将裂纹尖端张开位移与一些关键事件、屈服应力 σ_y、缺口处的名义应力 ε 和裂纹尺寸 a 等联系起来 （Burdekin 和 Dawes, 1971; Dawes, 1974）。设计曲线最早包含在第一版 BSI 适用性指南中（BSI PD 6493，1980）。

BSI（1980）的 CTOD 设计曲线可表达为

$$\phi=\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{y}}\right)^{2} \text{当} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{y}}\leqslant 0.5\text{时} \tag{29.1}$$

$$\phi=\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{y}}\right)-0.25,\ \text{当} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{y}}>0.5\text{时} \tag{29.2}$$

式中 ϕ 为无量纲 *CTOD*：

$$\phi=\frac{CTOD}{2\pi\varepsilon_{y}a} \tag{29.3}$$

式中：

ε_y 为屈服应变：

$$\varepsilon_{y}=\frac{\sigma_{y}}{E} \tag{29.4}$$

式中：

a 为与所分析单元裂纹严重程度相当的无限板上穿透裂纹的长度；

E 为杨氏模量。

29.2.2 英国焊接协会（CTOD 设计曲线）The British Welding Institute (CTOD Design Curve)

如图 29.1 所示的 BSI （1980）CTOD 设计曲线是根据宽板试验结果绘制的，安全系数为 2，裂纹尺寸为 *a*。

CTOD 设计曲线有 3 种应用：

1. 最大许用应变

求解式（29.1）和式（29.2）中的 $\varepsilon/\varepsilon_y$，根据材料断裂韧度 CTOD 和裂纹尺寸值可以对最大许用应变予以定义。

2. 所需最小断裂韧度

根据最大可能裂纹尺寸 *a* 和应变水平 $\varepsilon/\varepsilon_y$，可为关键区域选择具有足够韧度 CTOD 的材料。

3. 最大容许裂纹尺寸

可通过以下方式使用该设计曲线：由结构应力分析得到关键区域的 $\varepsilon/\varepsilon_y$，根据 $\varepsilon/\varepsilon_y$ 可从图中确定 ϕ，根据 ϕ 值和材料的韧度 *CTOD* 可确定关键区域的最大

容许裂纹尺寸 a。

美国石油协会 API 1104（1983）也采纳了 TWI CTOD 设计曲线，作为其适用性标准的基础。

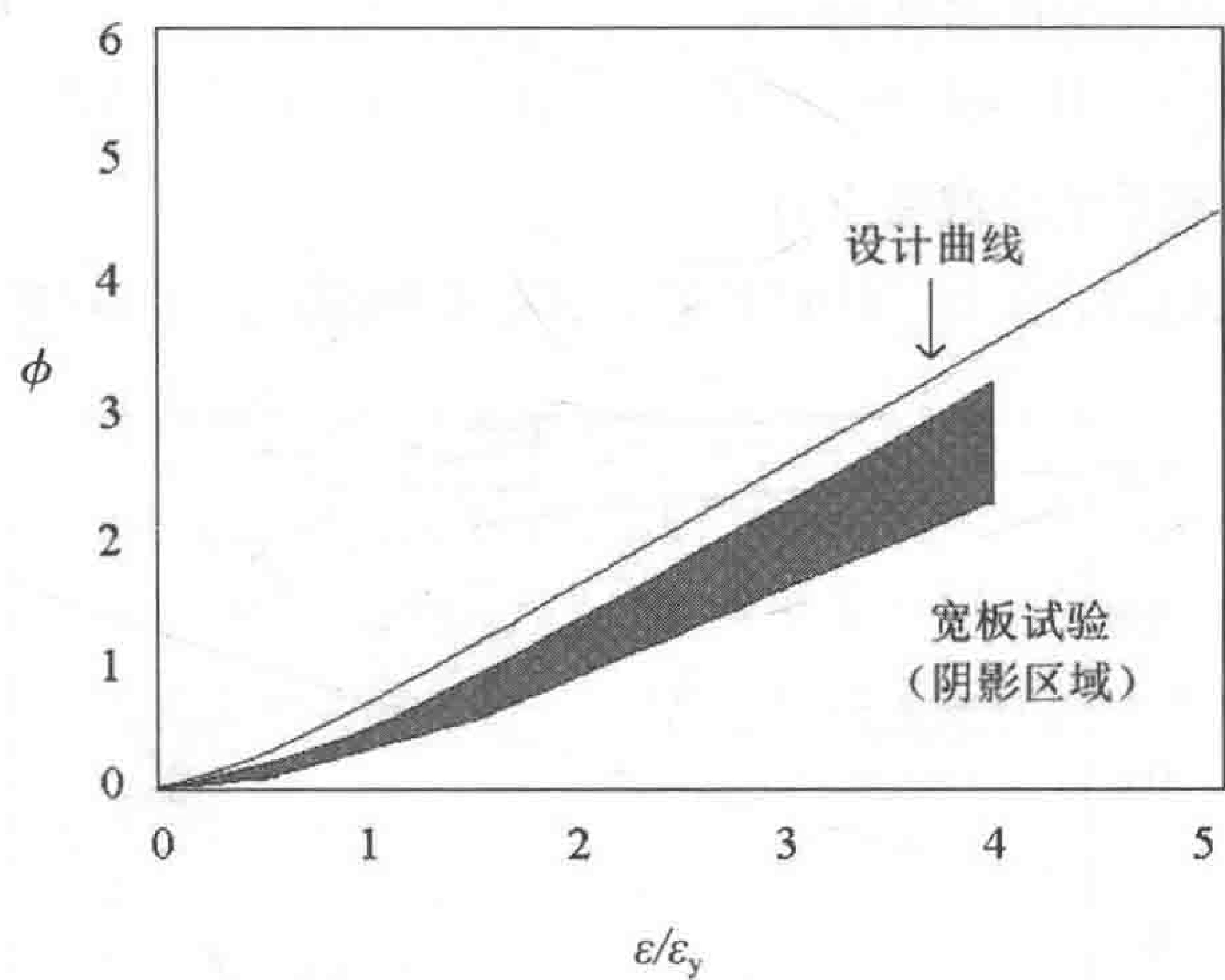


图 29.1　英国焊接协会 CTOD 设计曲线

29.3　层次 2：CEGB R6 图
Level 2 The CEGB R6 Diagram

第 2 层次的评估提供了简化方法，用于检查结构中出现的特定裂纹是否会导致断裂失效，或者是否可以认为裂纹是安全的，无需通过更复杂的程序予以评估。这种初步评估所用的方法采用了可变安全系数，裂纹平均尺寸为 2。层次 2 评估中无需使用附加分项安全系数。

两个归一化参数定义如下：

$$K_R = \frac{K}{K_{MAT}} \tag{29.5}$$

$$S_R = \frac{\sigma_N}{\sigma_{FLOW}} \tag{29.6}$$

式中：

K_R 为断裂比；

K 为构件断裂处的应力强度系数（为净截面应力 σ_N、裂纹尺寸 a 和几何形状的函数）；

K_{MAT} 为构件的线弹性断裂韧度；

S_R 为破坏率；

σ_N 为构件断裂处的净截面应力；

σ_{FLOW} 为流动应力，在 BS 7910（1997）中定义为屈服应力和拉伸应力的平均值。

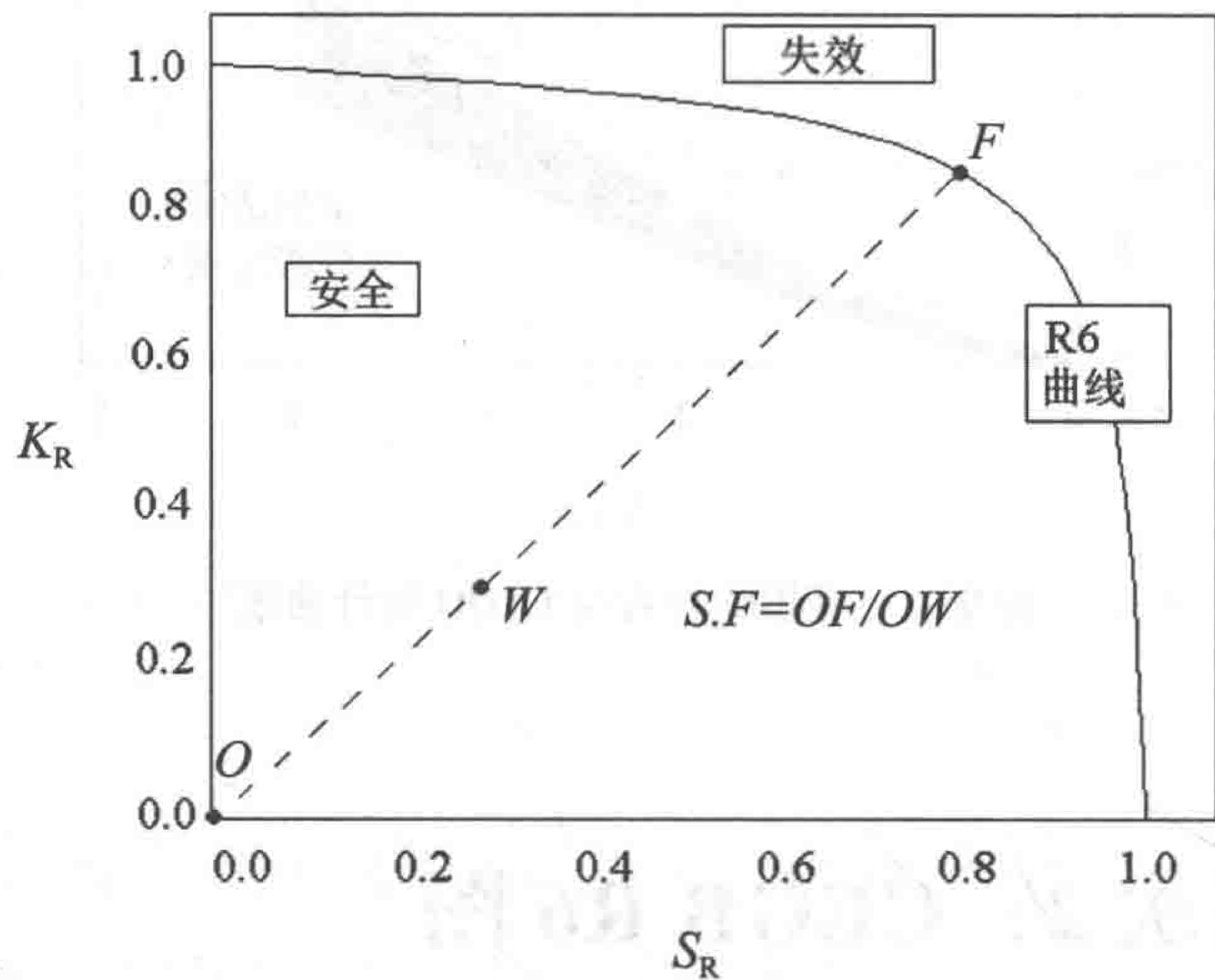


图 29.2　CEGB R6 曲线

最早的失效评估图（FAD）由英国中央电力局（CEGB）绘制，如图 29.2 所示。CEGB 方法（Milne 等，1986, 1988; Kanninen 和 Popelar, 1985）通过两种极限情况之间的插值公式对屈服后断裂予以说明，这两种极限情况是：线弹性断裂和塑性破坏。称为失效评估或 R6 曲线（见图 29.2）的插值公式如下：

$$K_R=\frac{S_R}{\sqrt{\frac{8}{\pi^2}\ln\left[\sec\left(0.5\pi S_R\right)\right]}} \tag{29.7}$$

式（29.7）的右边是对小范围屈服预测的塑性修正。图 29.2 中的 CEGB R6 曲线可解读如下：如果说明构件状态的点 W 落在 R6 曲线内，则该构件就是安全的。如果点 W 落在 R6 曲线上或曲线外，则该构件失效。载荷的利用系数是 OW/OF，其中点 F 在 R6 曲线上，点 O 为原点。

29.4　层次 3：失效评估图（FAD）
Level 3 The Failure Assessment Diagram (FAD)

第 3 层次评估所使用的失效评估如图 29.3 所示。

破坏率 L_R 为断裂处的净截面应力与流动应力之比；

断裂率 K_R 为裂纹驱动力（包括残余应力）与材料韧性（*KMAT* 或 *CTOD*）之比。

失效评估曲线定义了出现裂纹并可能发生失效的构件的工作载荷、材料应力-应变特性以及几何形状的关键组合。应用失效评估图的设计规范包括：

- CEGB R6 – 修订版 3；
- BSI （1999） PD 6493；
- 电力研究所 / 总电力（EPR/GE）模型；
- ASME 第十一节有关铁素体管道的规范案例（DPFAD）；
- API 579 （2001）。

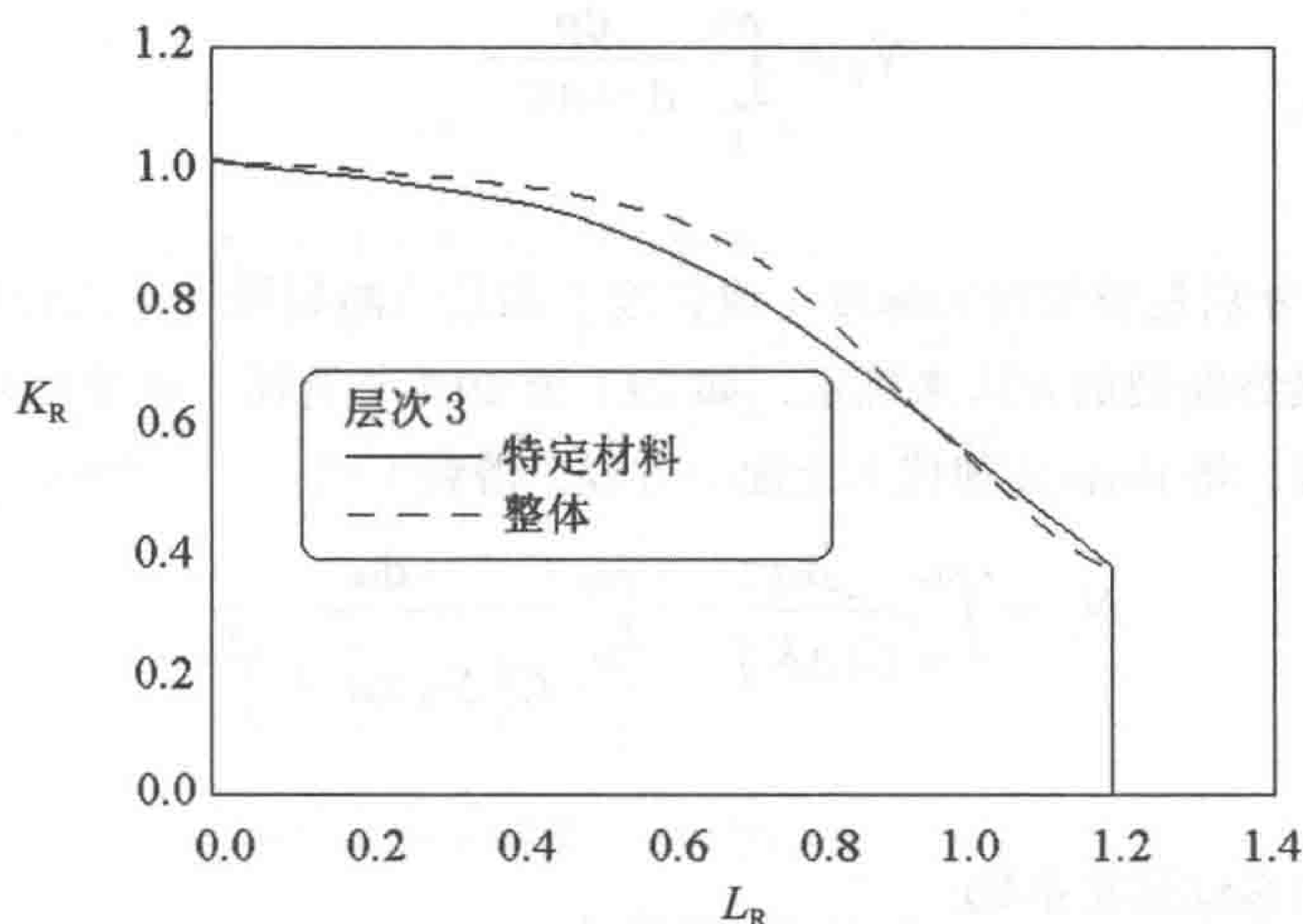


图 29.3　失效评估

层次 3 在三种层次中最为复杂，通常用于高应变硬化材料和 / 或稳定撕裂的评估，采用层次 2 方法证明过于保守。在 PD 6493（现在是 BS 7910）中，层次 3 的失效评估图由两种可选标准组成：①整体失效评估图；②特定材料的失效评估

图，其中材料应力 - 应变曲线也是失效评估图评估的输入数据。

CTOD 在英国和其他欧洲国家应用广泛，而美国则使用 J 积分，例如核工业。

29.5 基于断裂力学的疲劳损伤估算 Fatigue Damage Estimation Based on Fracture Mechanics

29.5.1 恒幅加载导致的裂纹增长 Crack Growth Due to Constant Amplitude Loading

最终断裂的循环总数是裂纹初始阶段与裂纹扩展阶段循环数之和。裂纹扩展阶段的循环数 N_p 可利用下式估算：

$$N_P = \int_{a_0}^{a_{cr}} \frac{da}{da/dN} \tag{29.8}$$

式中：

a_0 和 a_{cr} 分别是裂纹初始深度（或长度）和最终断裂深度（或长度）。a_{cr} 值可利用评估最终断裂的方法来确定，如 29.1 至 29.4 节所述。可使用 Paris 定律来预测裂纹扩展，将 Paris 定律代入上面的方程，得到下式：

$$N_p = \int_{a_{0i}}^{a_{cr}} \frac{da}{C(\Delta K)^m} = \int_{a_0}^{a_{cr}} \frac{da}{C\left(S\sqrt{\pi a}\ F\right)^m} \tag{29.9}$$

式中：

F 也称为裂纹形状系数；

S 为应力范围。

当应力范围 S 为恒值时，上面的方程可重新表达为

$$N_p = \frac{1}{C\left(S\sqrt{\pi}\right)^m} \int_{a_0}^{a_{cr}} \frac{da}{\left(\sqrt{a}\ F\right)^m} \tag{29.10}$$

如果 F 不取决于 a，则根据上面的方程可推导出（Almar–Naess, 1985）：

$$N_p = \frac{a_{cr}^{1-m/2} - a_0^{1-m/2}}{C\left(S\sqrt{\pi}\ F\right)^m (1-m/2)}\ , \quad m \neq 2 \tag{29.11}$$

Paris 参数 C 和 m 可从 Gurney（1979）、IIW（1996）、BS 7910（1999）和 API 579（2001）中获取。参数 C 和 m 的值取决于材料、工作环境和应力比。参数 C 的值也可由力学试验来确定，取值为平均值加上两倍 lg da/dN 标准偏差。

对于初始裂纹尺寸 a_0，应考虑到制造过程中用于检查缺陷的无损检测的精确性。

29.5.2 变幅加载导致的裂纹增长 Crack Growth due to Variable Amplitude Loading

29.5.1 节所述的公式适用于基于风险的检查，并通过 Paris 定律来预测裂纹增长。预测变幅加载作用下裂纹扩展阶段的循环数是较为复杂的，同时需要使用计算机程序对式（29.9）进行数值积分。对于裂纹深度从 a_i 至 a_{i+1}，应力范围 S_i 在应力区内的出现次数 n_i 可估算为（Almar–Naess, 1985）

$$n_i = \frac{1}{C\left(S_i\sqrt{\pi}\right)^m}\int_{a_i}^{a_{i+1}} \frac{da}{\left(\sqrt{a}\ F\right)^m} \tag{29.12}$$

可由下式得出恒幅应力 S_i 作用下的疲劳寿命 N_i：

$$N_i = \frac{1}{C\left(S_i\sqrt{\pi}\right)^m}\int_{a_0}^{a_{cr}} \frac{da}{\left(\sqrt{a}\ F\right)^m} \tag{29.13}$$

因而可使用 Miner 定律来估算累积疲劳损伤：

$$D = \sum_{i=1}^{K} \frac{n_i}{N_i} \tag{29.14}$$

断裂力学方法和 S–N 曲线法疲劳评估的对比。

根据表 29.1 所做的比较，Paris 方程可以变换为 S–N 曲线方程。式（29.10）可表达为

$$N_p = \frac{I}{C_i (S)^m} \tag{29.15}$$

式中：

I 为整数。因为在裂纹扩展开始阶段循环数是较小的，所以循环总数 N 接近

于 N_p。因而上面的方程可以写成

$$N = \frac{I}{C}(S)^{-m} \tag{29.16}$$

表 29.1 断裂力学方法和 S-N曲线法疲劳评估的对比

断裂力学	S-N 曲线
区域Ⅰ：起始区域（无裂纹增长）	耐疲劳极限（无限寿命）
区域Ⅱ：Paris 方程	S-N 曲线（高循环疲劳）
区域Ⅲ：最终断裂（屈服）	低循环疲劳，失效区域

29.6 基于断裂力学的疲劳强度评估与基于 S-N 曲线的疲劳强度评估的对比 Comparison of Fracture Mechanics & S-N Curves Approaches for Fatigue Assessment

航天业的断裂控制基于对假定已存在裂纹的增长进行断裂力学分析，裂纹尺寸与检测能力相关（Harris 1997）。对于空间结构，NASA（1988）的要求适用于航天飞机的所有有效载荷以及空间应用的寿命 / 任务控制，例如太空站。对构件进行断裂力学分析所用的初始裂纹尺寸称为无损检测（NDE）尺寸。如果使用具有更好检测能力的特殊检查方法，则分析中可采用更小的裂纹尺寸。计算裂纹增长需使用材料性质中值，可采用基于断裂力学的商业软件来计算裂纹增长。裂纹尺寸必须在四倍于使用寿命的时间内满足要求。

因为过于保守的设计产生高可靠性要求和非常严重的重量损失，所以断裂力学已被应用于飞机结构，并采用概率方法来处理初始裂纹和载荷谱的随机性。Provan（1987）介绍了被称为“损伤容限”和“失效安全性”的军用飞机设计的方法。损伤容限分析的目的是在结构使用寿命内确保结构安全性。分析评估了使用寿命内可能发生的意外损伤的影响，并验证对于安全系数为 2，结构在下次检查前或当前任务完成前能够承受此类损伤。

Harris（1997）还综述了断裂力学在发电业中的应用，例如核压力容器、蒸

汽涡轮转子等。极高的可靠性要求与全尺寸试验（应用于航空业）的高昂费用使断裂力学被广泛用于预测缺陷部件的性能。ASME（1989）制定了锅炉和压力容器规范第十一节，用于在裂纹增长并导致失效前通过无损检测来探查裂纹。规范规定了：检测位置、所用程序以及发现裂纹后分析其未来特性的程序。因为是应用于航天航空业，所以 ASME 规范提供了在断裂力学分析中用于确定初始裂纹尺寸、材料性质（疲劳裂纹增长）和应力强度系数的程序。此外还提供了裂纹尺寸表，当检测到的缺陷尺寸较小时，可以使用裂纹尺寸表来定义裂纹尺寸而无需进一步分析。如果详细分析表明在结构的预期剩余寿命内，裂纹的增长不会超出临界裂纹尺寸的规定比例，则当裂纹大于表中数值时结构仍然可以继续使用。ASME（1991,1992,1994）提供了指南，用于在高危区域进行基于风险的检查，因而可使同样次数的检查能降低更多风险或降低同样风险所需的检查次数更少。

在上述领域发展起来的概率断裂力学已经在船舶、桥梁、油气等行业的海洋结构设计和运行中得到应用并将继续发展。特别是管道安装的缺陷控制标准、应用于管状接头和管道作业的损伤 / 缺陷公差标准和检查计划方法均得益于航空航天业的研究成果。

对于采用“适用性”的化工和石油业，断裂力学在失效分析和控制方面也起到很大的作用。

29.7　实例
Examples

例 29.1：对接焊缝的最大允许缺陷尺寸

问题：一块采用对接焊的板，其厚度为 150mm，屈服应力为 500MPa。板上有一条表面裂纹，其高宽比 c/a=1，最小临界裂纹尖端张开位移为 0.000 36m。对焊缝施加垂直于裂纹平面的单轴拉力，焊件应力小于等于屈服应力的 0.60 倍。问最大容许裂纹宽度是多少？

求解：

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_y} = 0.60$$

$$\phi=\frac{\delta_c}{2\pi\varepsilon_y a_{max}}=\frac{0.000\,36}{2\pi\frac{500}{2.0\times10^5}a_{max}}=\frac{0.025\,9}{a_{max}}$$

存在以下关系：

$$\phi=\frac{\varepsilon}{\varepsilon_y}-0.25=\frac{0.025\,9}{a_{max}}$$

因而最大半宽为$a_{max}=0.074\text{m}$。

29.8 参考文献 References

[1] Almar-Naess, A. (1985), Fatigue Handbook, Offshore Steel Structures, Tapir, Norway.

[2] API 1104 (1994), Alternate Standards for Acceptability for Girth Welds. Appendix A, Standards for Welding Pipelines and Related Facilities, 18th edition, American Petroleum Institute.

[3] API 579 (2001), Recommended Practice for Fitness for Service, American Petroleum Institute.

[4] ASME (1989), ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section XI, Rules for In-service Inspection of Nuclear Plant Components, American Society of Mechanical Engineers.

[5] ASME (1991, 1992, 1994) Risk-Based Inspection – Development of Guidelines, Vol. 20.1 (1991): General Guidelines, Vol.20.2 (1992): Light Water Reactor Nuclear Power Plant Components, Vol.20.3 (1994): Fossil Fuel-Fired Electric Power Generating Station Applications , American Society of Mechanical Engineers.

[6] Andersen, T.L., (1991), Fracture Mechanics – Fundamentals and Application, CRC Press.

[7] BSI. (1980), PD 6493 – Guidance on Some Methods for the Derivation of Acceptance Levels for Defects in Fusion Welded Joints, London: BSI.

[8] BSI (1999) BS7910–Guidance on Methods for Assessing the Acceptability of Flows in Fusion Welded Structures.

[9] Burdekin, F.M., and Dawes, M.G. (1971), Practical Use of Linear Elastic and Yielding Fracture Mechanics with Particular Reference to Pressure Vessels, pp. 28–37 in Practical Application of Fracture Mechanics to Pressure Vessel Technology. London: The Institution of Mechanical Engineers.

[10] Dawes, M.G. (1974), Fracture Control in High Strength Weldments, Welding Journal 53:369–s–379–s.

[11] Gurney, T.R. (1979), Fatigue of Welded Structures, 2nd Edition, Cambridge University Press.

[12] Harris, D.O. (1995), Fatigue and Fracture Control in the Aerospace and Power Generation Industries from the book entitled Prevention of Fracture in Ship Structures by the Committee on Marine Structures, Marine Board, National Research Council. Washington, D.C.

[13] Hertzberg, R. W. (1989), Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials, 3rd Edition, John Wiley & Sons.

[14] IIW (1996), Fatigue Design of Welded Joints and Components, Report XIII–1539–96/XV/845–96, The International Institute of Welding, Abington Publishing, Cambridge, England.

[15] Kanninen, M.F., and Popelar, C.H. (1985), Advanced Fracture Mechanics, New York: Oxford University Press.

[16] Milne, I., Ainsworth, R.A., Dowling, A.R., and Stewart, A.T. (1986) Assessment of the Integrity of Structures Containing Defects. R/H/R6, Revision 3. Leatherhead, Surrey, England: Central Electricity Generating Board.

[17] Milne, I., Ainsworth, R.A., Dowling, A.R., and Stewart, A.T. (1988), Assessment of the Integrity of Structures Containing Defects, International Journal of Pressure Vessels and Piping 32:3–104.

[18] NASA (1988), Fracture Control Requirements for Payloads using the National Space Transportation System, NASA NHB 8071.1, National Aeronautics and Space Administration.

[19] Newman J.C., and Raju., I.C. (1981), An Empirical Stress Intensity Factor Equation for the Surface Crack, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 51, pp185–192.

[20] Provan, J.W. (1987), Probabilistic Fracture Mechanics and Reliability, Boston, Massachusetts, Martinus Nijhoff Publishers.

[21] Reemsnyder, H.S. (1997), Fatigue and Fracture of Ship Structures, from the book entitled Prevention of Fracture in Ship Structures by the Committee on Marine Structures, Marine Board, National Research Council. Washington, D.C.

第 30 章　材料选择和损伤容限标准

Material Selections and Damage Tolerance Criteria

30.1 简介
Introduction

本章将讨论疲劳和断裂技术在工程中的应用，包括：

- 材料选择和断裂预防；
- 焊接改进和修补；
- 损伤评估和损伤容限标准；
- 无损检测。

30.2 材料选择和断裂预防
Material Selections and Fracture Prevention

30.2.1 材料选择
Material Selection

抗拉强度是结构强度设计的关键力学性质。所使用的材料必须满足应用环境（温度）的焊接性能和断裂韧度要求。疲劳和腐蚀也是重要的材料特性。在设计规范中，材料和焊接要求是针对船体和机械建造而确定的，可参见 ABS（2002）。而在规定中，材料要求是针对普通钢、高强度钢和低温材料而确定的，包括：

- 制造过程；
- 化学成分；
- 供应条件；
- 拉伸性能；
- 冲击性能；
- 标识；

●表面加工。

为了检验材料是否符合上述要求，规定会给出试样和试验次数以及焊接工艺认证和焊工评定要求。

30.2.2 高强度钢
Higher Strength Steel

对于船舶结构，普通钢的屈服强度为 24 kgf/mm^2（或 235 N/mm^2）。高强度钢为 HT32（屈服强度为 32kgf/mm^2）和 HT36（Yamamoto 等，1986）。船体梁强度的许用应力是根据材料等级来定义的。使用高强度钢可减小板的厚度。但是高强度钢的耐腐蚀性与普通钢相同，因而腐蚀裕量也应取 2.5~3.5mm。弹性屈曲强度仅取决于几何尺寸而不受屈服强度的影响，所以对于高强度钢，由于板厚减小，其弹性屈曲强度会降低。为了避免屈曲强度降低，就有必要减小加强筋的间距。高强度钢的屈服后特性与普通钢的不同之处在于其线性应力极限与屈服强度之比更大。例如屈服强度在 50~60 kgf/mm^2 之间的钢的比例极限是 0.7~0.8，而普通钢的比例极限是 0.6。因此高强度钢的拉伸应变（在拉伸失效时）以及屈服后区域内的强度冗余均较小。在热影响区（HAZ），高强度钢的夏比 V 形缺口冲击能量可能会显著降低。因此有必要控制焊接过程中的热输入并增加单边焊的焊道数量。

钢的焊接性能可以衡量生产无裂纹可靠结构连接件的难度。评估焊接性能的碳当量 (C_{eq}) 可通过桶样分析计算得到

$$C_{eq} = C + \frac{M_n}{6} + \frac{C_r + M_0 + V}{5} + \frac{N_i + C_u}{15} \quad (\%) \tag{30.1}$$

C_{eq} 及其最大值的选取必须得到制造商和钢铁厂的认可，因为它的值代表了抗拉强度和焊接性能。C_{eq} 越高，抗拉强度越高而焊接性能越差。

焊接工艺应基于钢的化学含量而非标识的最大合金含量，因为大多数钢材都达不到其规格所规定的最大合金含量。当工厂生产出一批钢材后，其化学含量也会记录在工厂测试报告中。如果化学含量的变化超出其最大容许值，则应采用特殊的焊接工艺以确保连接的焊接质量。

对于高强度钢，其抗疲劳性能的增长幅度要低于焊接构件应力集中区的应力增长幅度。因此有必要减少焊接构件的应力集中情况并提高其抗疲劳性能。

30.2.3 断裂预防
Prevention of Fracture

二战期间，有些焊接船舶因脆性断裂而发生事故。美国针对脆性断裂对温度的从属性进行了深入研究。现在已经了解如果 Mn/C 比率较高则韧度也较高。随着断裂力学的发展，可以确定脆性断裂是断裂韧度 K_{IC} 在低温下（低于 0℃）降低所致。为了确定断裂韧度，必须使用大型试样进行精确测量。出于实用目的可将夏比 V 形缺口冲击试验的结果与断裂韧度 K_{IC} 联系起来，并应用于低温钢铁使用规范。在船舶设计规范中，对 A 级钢无需进行夏比 V 形缺口冲击试验，而对 B、D 和 E 级钢则要求分别在 0℃、–10℃和 –40℃进行试验。标准夏比试样的冲击能量平均值要求超过 27J（或 2.8 kgf · m）。对于船体结构使用的钢，E 级具有最好的韧度，可用作止裂器来阻止脆性断裂的扩展，并用于对纵向强度起关键作用的主要构件。在许多情况下，次要构件的韧度标准可以降低。

为了防止焊接构件产生疲劳裂纹，基于简化疲劳分析的船舶设计规范规定了许用应力标准，并假定设计寿命为 20 年。确定净壁厚时应满足许用应力标准。

出于质量控制目的，应该对钢厂交付的产品进行检查。船级规范中给出了检查要求。运营中的船舶应由船级社对其进行检查，检测腐蚀所造成的壁厚减少量，检查过程中还应注意疲劳裂纹和凹陷损伤。需调查损伤原因，如若需要应修复损伤或焊接构件。本章 30.4 节将讨论损伤容限标准。根据检查过程的反馈信息可进行调查、修理和改进，并通过改变规范和制定设计指南体现在设计中，例如抗疲劳构件，参见本章 30.3.2 节。

30.3　焊接改进和修补
Weld Improvement and Repair

30.3.1　概述
General

在很多情况下，承载较大的构件应设计成抗疲劳构件，提高焊接构件的等级，使其具有更高的疲劳强度以提升其疲劳性能。而在某些情况下，降低焊缝处应力集中程度的焊接工艺、消除缺陷和 / 或在焊缝处引入局部压缩应力均可提高疲劳寿命。类似地，这些疲劳改进技术可作为补救措施，延长已开裂关键焊接构件的疲劳寿命。

以下章节将介绍如何通过改变焊趾轮廓和改善残余应力分布（Almar–Naess, 1985, Kirkhope, 1997）来改进焊接。

30.3.2　抗疲劳构件
Fatigue–Resistant Details

焊接构件的疲劳强度取决于“良好”的制造方法，涉及：

●设计：设计十字形接头、搭接接头和角焊缝时尽量减少约束和几何不连续情况；

●焊接操作：角焊缝填充、焊缝形状和连续性；

●残余应力；

●焊趾熔修处理。

基于船级规范，Glenn 等（1999）将油船、散货船、集装箱船和军舰的抗疲劳构件进行了分类。这些分类构件能够为设计人员提供指导，而 Ma 等（2000）制定的标准可用于评估特殊设计的可接受性（参见 19.6 节）。

30.3.3 焊接改进
Weld Improvement

建议通过焊缝轮廓打磨和焊趾区域的局部打磨来改善焊缝轮廓并提高疲劳强度。改善焊趾轮廓的主要目的是：

●消除焊趾处的缺陷；

●实现焊接材料和母板的平滑过渡。

通过采用局部打磨或重熔技术来消除缺陷和不连续可延长疲劳寿命。

1. 打磨

广泛使用的打磨方法有全轮廓去毛刺打磨、焊趾去毛刺打磨或局部砂轮打磨。考虑到打磨所需的时间，局部焊趾打磨已成为最好的打磨方法之一。对焊趾进行精确可控的局部打磨能使空气中试样的疲劳强度至少提高 30%，这相当于疲劳寿命延长 2 倍以上。但为了达到这种效果，打磨应延伸至板表面以下约 0.04 in（1 mm）。

2. 可控侵蚀

另外一种改善焊趾的技术是使用高压水流。在精确控制的条件下可对焊趾区域进行侵蚀，如同打磨。早期研究表明射水打磨（AWJ）侵蚀对于提高疲劳寿命的效果与焊趾打磨相当。可控侵蚀的优点是不需要热输入而且速度快。

3. 重熔技术

沿着焊趾采用重熔技术减小焊接材料的厚度可以清除夹杂物，并有助于焊缝和板材的平滑过渡。钨极惰性气体（TIG）焊和等离子焊不是常规技术，但 TIG 和等离子熔修可用于改善特定热点区域的疲劳强度。

TIG 焊基于窄焊道工艺。对于由其他工艺完成的焊道，如果焊趾区域厚度较小且无需使用填充材料，则可采用 TIG 进行熔修。重熔区域的渣粒被带到表面，使焊趾区域几乎没有缺陷。应保持高热输入，以获得良好的轮廓和低硬度。热影响区（HAZ）的低硬度也可以通过二次应用 TIG 技术实现。

等离子熔修需使用等离子弧焊技术重熔焊趾。这非常类似 TIG 熔修，但等离子熔修使用更宽的熔池和更高的热输入。这种技术对电极位置相对不敏感，因而使用等离子熔修对疲劳强度的提高效果要优于 TIG 熔修。

尽管整体焊接整形对于改善疲劳强度是理想的，但除 API（2001）外，其他规范和建议均不允许通过焊接整形来改善疲劳强度，除非同时使用焊接整形和焊

趾打磨。还应该注意与焊接整形和焊趾打磨相关的数据非常有限，因而改善焊缝轮廓对于增加疲劳强度的效果需采用专家意见予以量化。

30.3.4　残余应力分布的改进 Modification of Residual Stress Distribution

可使用以下方法改变焊缝处不理想的拉伸残余应力，以便在焊趾处获得理想的压缩应力。

1. 应力消除

小型简单板试样的各种疲劳试验表明，可通过焊后热处理（PWHT）来消除应力，从而提高疲劳强度。但连续系统的板和加筋构件很少需要消除应力，而对于具有内部约束的复杂构件，能否有效消除应力也是难以确定的。

2. 压缩过应力

压缩过应力是一种使焊趾出现压缩残余应力的技术。实验结果和分析工作验证了预过应力的有效性，但实施程序似乎并不适用于大多数海洋结构。

3. 冲击强化

冲击强化是一种冷加工处理，目的是使表面变形以产生残余压缩应力。当材料表面的冲击载荷导致表面层向侧面扩展时，表面层下方各层会阻碍其扩展，从而在表面产生压缩残余应力。典型的冲击强化方法有锤击强化、喷丸冲击强化和针击强化。

30.3.5　讨论 Discussions

提高疲劳强度的技术耗时耗资，因此需要有选择地应用。对不同技术进行比较可以评估其有效性和成本。推荐使用的疲劳强度提高方法取决于（整体和局部）结构的特点，一种技术是否优于其他技术应根据有效性、成本和制造厂等方面予以考虑。

可提高焊接构件疲劳强度的各种方法比较如下：

- 因为可产生更高的疲劳强度，所以全轮廓去毛刺打磨要优于焊趾去毛刺打磨或砂轮打磨，尽管成本较高；
- 砂轮打磨所需的时间和成本最少，但是会产生垂直于主应力方向的划痕，

使这种技术的效果比其他技术差；

●可使用高压水流（AWJ）方法对焊趾区域进行可控侵蚀，其效果与打磨是相同的。可控侵蚀简单、快速且无需热输入，使其具有良好的发展前景；

●与TIC熔修相比，更宽的焊池使等离子熔修对电极相对于焊趾的位置不那么敏感。因而等离子熔修增加疲劳强度的效果要优于TIG熔修；

●对打磨、重熔和冲击强化技术的介绍表明这些技术都能明显增加疲劳强度。一般而言，使用TIG熔修和锤击强化可获得最好的疲劳强度，而焊趾砂轮打磨则是效果最差的技术。

30.4 损伤容限标准 Damage Tolerance Criteria

30.4.1 概述 General

在各种循环加载源的作用下，海洋结构焊接构件处的疲劳裂纹可能会发生扩展。这些裂纹的扩展最终将威胁到结构强度和稳性。因而运行过程中检测到的严重制造缺陷和裂纹应该予以修补。同样，腐蚀缺陷和凹陷损伤也需要检测和修补。为了优化生命周期检查和维护成本，需要合理的标准来确定损伤的可接受性。

损伤容限是指在出现疲劳裂纹、腐蚀缺陷或偶然载荷导致的损伤时，结构在这些损伤通过检查或故障被发现并修补前能够承受预期载荷的能力。本节主要介绍疲劳裂纹。疲劳裂纹的损伤容限分析采用断裂力学来定量估算开裂焊接构件的残余强度和剩余寿命。

Yee等（1997）和Reemsnyder（1998）为海洋结构的损伤容限分析应用提供了详细指南。损伤容限分析由以下要素组成：

●使用失效评估图估算开裂构件的局部残余强度；

●将线弹性断裂力学模型用于疲劳裂纹增长以预测开裂构件的剩余寿命；

●估算所考虑评估区间的峰值应力和循环载荷；

●检测损伤及检测的精确性。

部分上述内容将在以下章节进行论述。

30.4.2　使用疲劳评估图估算剩余强度 Residual Strength Assessment Using Failure Assessment Diagram

对于给定的断裂韧度和缺陷尺寸，可采用疲劳评估图（FAD）来预测开裂构件的残余强度。如果峰值应力超过由疲劳评估图推导出的剩余强度，则可能会发生失效。以下因素对于精确预测剩余强度非常重要：

●估算最大缺陷尺寸，考虑检查计划的损伤可拆分性；

●确定材料韧度和施加 / 残余应力；

●选择合适的失效评估图并定义其净截面应力和应力强度系数。

若剩余强度代表受损构件的“承载力”，则“载荷”为施加于所考虑评估区间开裂构件的峰值应力。应力和裂纹驱动力的计算也可能对开裂焊接构件的安全性检查结果造成显著影响。

30.4.3　使用 Paris 定律预测剩余寿命 Residual Life Prediction Using Paris Law

Paris 定律可用于计算恒幅或变幅循环载荷所导致的裂纹增长。以下因素对可靠预测裂纹增长非常重要：

●预测 Paris 方程中的 Paris 参数（C 和 m）；

●估算用于 Paris 方程的初始裂纹尺寸；

●计算循环应力和应力强度范围。

Paris 方程的积分结果是从检测到裂纹至最终断裂的循环数。损伤容限标准要求此预测疲劳寿命大于下次检查前的时间与修补或替换时间之和。如果检查中没有发现损伤，则将裂纹的最小可检测尺寸作为初始裂纹尺寸。

30.4.4 讨论 Discussions

在设计和制造阶段可进行损伤容限分析，而在运行中或延长结构设计寿命的过程中可进行检查。BS 7608 （BSI, 1993）可用于损伤容限分析，该规范建议选择合适的材料并减小应力使裂纹增长率较低且临界裂纹尺寸较大。提供易于检测的构件和防裂纹构件也很重要。

以上讨论以疲劳和断裂为例。对于腐蚀缺陷和磨损也可以进行类似的讨论。评估腐蚀缺陷的容限标准时，需预测：

- 初始腐蚀缺陷尺寸；
- 腐蚀构件的剩余强度；
- 利用适当的腐蚀速率模型来预测腐蚀缺陷在将来的增长情况；
- 所考虑期间或直至设计寿命结束可能出现的最大载荷。

偶然载荷导致的凹陷损伤将不会增长，因而通过比较剩余强度和所考虑区间的预期最大载荷，可以简便地确定其容限标准。

30.5 无损检测 Non-Destructive Inspection

Almar-Naess（1985）和 Marshall（1992）概述了几种检测焊接构件裂纹的方法，例如：

- 液体渗透法（可显示表面裂纹，要求表面干净）；
- 磁粉法（可显示表面裂纹，不要求表面干净）；
- 涡流法（主要用于检测表面裂纹，基于磁场）；
- 射线照相法（在底片上记录 X 或 γ 射线来检测内部裂纹）；
- 超声测试法（UT）（使用超声信号确定内部缺陷的尺寸）。

射线照相法对于体积缺陷最敏感，例如多孔和熔渣。因为难以发现和测量裂

纹状缺陷，所以任何可以检测到的裂纹均为不合格。

上述检查方法中，超声检查是发现和测量内部缺陷最可靠的方法。其工作原理非常像雷达。探头可在检查区域表面移动，区域内的压电晶体能产生超声信号。波可被检测体表面反射，也可被其前方的任何缺陷反射。产生信号的探头也能探测反射信号。通过测量发射信号和接收到的反射信号的延时，可以对反射源进行定位并确定缺陷的位置。超声检查的基本特征是：

●超声检查对严重缺陷更加敏感，因为它依赖反射信号。缺陷包括（按严重性降序排列）：裂纹、不完全熔化、未焊透、熔渣和多孔。

●超声检查能够对缺陷进行三维定位。

●超声检查操作简单、快速，且无辐射危险。

●超声检查可通过传感器对焊接连接处的复杂几何形状进行检测。

超声检查能够检测出超过 70% 的缺陷，失误率在 30% 以下。

当需要进行射线照相检查或超声检查时，检测的范围和位置以及检测方法的选择均应依照 AWS （1997）和 ABS（1986），涉及材料和焊接工艺、质量控制程序和目视检查结果。AWS （1997）和 ABS （1986）定义了相关标准，用于确定检测结果（信号）是否符合要求、是否可以不予考虑或者应该根据缺陷接受准则进行评估。

30.6 参考文献 References

[1] ABS (1986), Rules for Non-destructive Inspection of Hull Welds, American Bureau of Shipping.

[2] ABS (2002), Rule Requirement for Materials and Welding, American Bureau of Shipping.

[3] Almar-Naess, A. (1985), Fatigue Handbook, Offshore Steel Structures, Tapir, Norway.

[4] API 1104 (1994), Alternate Standards for Acceptability for Girth Welds. Appendix A, Standards for Welding Pipelines and Related Facilities, 18th edition,

American Petroleum Institute.

[5] AWS (1997), AWS Structural Welding Code - Steel, AWS D1.1-96, American Welding Society.

[6] Bai, Y. (2001), Pipelines and Risers, Elsevier Science Ocean Engineering Book Series.

[7] BSI (1993) BS 7608 - Code of Practice for Fatigue Design and Assessment of Steel Structures.

[8] BSI (1999) BS7910 - Guidance on Methods for Assessing the Acceptability of Flows in Fusion Welded Structures.

[9] Glenn, I.F., Paterson, R.B., Luznik, L., Dinovitzer, A. and Bayley, C. (1999), Fatigue Resistant Detail Design Guide for Ship Structures, Ship Structures Committee Report SSC-405.

[10] Kirkhope, K.J., Bell, R., Caron, L. and Basu, R. (1997), Weld Detail Fatigue Life Improvement Techniques, Ship Structures Committee Report SSC-400.

[11] Ma, K.T., Srinivasan, S., Zhang, H., Healy, B. and Peng, H. (2000), Developing Design Criteria for Connections Around Cutout (Slot) Openings, SNAME Transactions, pp. 227-248.

[12] Marshall, P.W. (1992), Design of Welded Tubular Connections, Elsevier Press, Amsterdam.

[13] Reemsnyder, H.S. (1998), Guide to Damage Tolerance Analysis, in Course Notes Fatigue and Fracture Analysis of Ship Structures, SSC.

[14] Yamamoto, Y., Ohtsubo, H., Sumi, Y. and Fujino, M. (1986), Ship Structural Mechanics, Nariyamatou Book, (in Japanese).

[15] Yee, R.D., Malik, L., Basu, R. and Kikhope, K. (1997), Guide to Damage Tolerance Analysis of Marine Structures, Ship Structures Committee Report SSC-402.

第4篇　结构可靠性
Structural Reliability

第31章　结构可靠性基础

Basics of Structural Reliability

31.1 简介
Introduction

第 4 篇将介绍海洋结构设计的结构可靠性方法，强调其实际应用，例如船舶结构。重点是基本概念、方法和应用，同时也给出了方法的应用实例。

结构可靠性理论的详细信息可参照 Ang 和 Tang （1975, 1984）、Thoft-Christensen 以及 Baker（1982）、Madsen（1986）、Schnerder（1997）和 Melchers（1999）等，这些文献论述了基于对数正态分布假定的简单解析方程。关于数值方法的文献可参见 Song 和 Moan （1998）等。

本章将详细介绍以下主题：

- 海洋结构的可靠性；
- 基于可靠性的设计和规范修正；
- 疲劳可靠性：
- 基于概率和风险的检查计划。

31.2 不确定性和不确定性建模
Uncertainty and Uncertainty Modeling

31.2.1 概述
General

海洋结构分析通常涉及载荷效应（要求）和结构强度（承载力）。在设计时根据要求和承载力之间必须有足够的安全裕度来确定构件的尺寸。

结构分析的所有阶段和强度评估均会涉及不确定性。这些不确定性是由环境、几何尺寸和材料特性的随机性以及载荷、响应和强度预测不够精确所导致的。

海洋结构的合理设计和分析需要考虑到涉及载荷效应预测和结构建模的所有不确定性。不确定性分析是所有可靠性评估的关键，例如基于可靠性的设计或海洋结构再认证。

概率分析方法和设计规范的发展增加了对不确定性进行量化的重要性。不确定性建模的研究结果可用于评估各种不确定性的相对重要性。例如某项离岸结构研究得出结论：在整个生命周期内，极限波高的不确定性是最重要的；而在设计生命周期内，对最严重海况的错误预测是不确定性的主要因素之一。

结构系统的可靠性取决于载荷和强度变量。每个变量均能以不同精度进行计算。例如大多数情况下，离岸平台对静载荷的响应能够以高精度进行估算，而波浪导致的响应就无需以相同的置信水平予以预测。因而在评估结构安全性和进行设计决策时，必须考虑到与各载荷和强度变量相关的置信水平差异。例如在基于可靠性的离岸结构设计规范中，波浪载荷的载荷系数要大于静载荷的载荷系数，因为前者的建模不确定性更大。

31.2.2　自然不确定性和建模不确定性 Natural vs. Modeling Uncertainties

海洋结构分析的不确定性可以分为自然（随机）不确定性和建模不确定性。前者是环境及其载荷的统计学特性所致，而后者则是对各种现象的认识不完全以及分析模型的理想化和简单化所致。这些不确定性产生偏差和分散。海洋中某特定位置波高的不确定性就是自然不确定性的一个例子。模型不确定性的例子是在施加载荷已知的情况下计算结构的应力和强度时出现错误，错误由结构分析中的假定和简化所致。

如果数学模型精度较高，则建模的不确定性可以降低，但即使收集了更多信息也不会降低随机不确定性。在可靠性分析和制定基于可靠性的设计规范时，必须对随机不确定性和建模不确定性进行量化和说明。

令 X 为所考虑量的实际值，X_0 为设计规范规定的相应值。根据 Ang 和 Cornell（1974）：

$$X = B_{\mathrm{I}} B_{\mathrm{II}} X_0 \qquad (31.1)$$

式中：

$B_1=X_p/X$，X_P 为这个量的理论预测值$B_{\mathrm{II}} = X/X_P$；B_{I}为自然（随机）变化性的

测量值，B_{II}为建模不确定性的测量值。

随机变量 B_I 和 B_{II}的平均值 $E(B_I)$ 和 $E(B_{II})$ 为分别对应于自然不确定性和建模不确定性的偏差。假定自然不确定性和建模不确定性在统计学上是独立的，通过对随机变量平均值 B 的表达式进行线性扩展可将 X 的总不确定性量化为：

$$E(B)=E(B_I)E(B_{II}) \text{ 和 } COV_B=(COV_{B_I}^2+COV_{B_{II}}^2)^{1/2} \tag{31.2}$$

式中：

$B=B_I\,B_{II}$，COV 为下标所代表的量的变化系数。

式（31.2）仅适用于变化系数较小的情况（小于 0.10），但上述近似计算是经常使用的。

31.3 基本概念
Basic Concepts

31.3.1 概述
General

结构工程涉及与结构所受力、位移和应力相关的载荷 S 和强度 R。结构设计规范通常会规定所用的载荷、强度和适当的安全系数。结构可靠性理论在同时考虑载荷和强度不确定性的情况下估算失效概率。过去 20 年里，结构可靠性研究及结构可靠性在结构工程的实际应用均取得了很多成就。

●极限状态和失效模式

构件处于安全状态或失效状态。安全状态和失效状态之间的的分界线（或面）称为极限状态，可表达为 $g(Z)=R-S$。以下条件说明了构件的可能状态：

$g(Z)<0$ 表示失效状态，载荷 S 大于强度 R；

$g(Z)>0$ 表示安全状态，强度 R 大于载荷 S；

$g(Z)=0$ 表示极限状态线（或面）。

图 31.1 可大致说明极限状态的概念。

对于海洋结构，极限状态需根据不同要求进行定义，例如适用性、极限强度等。

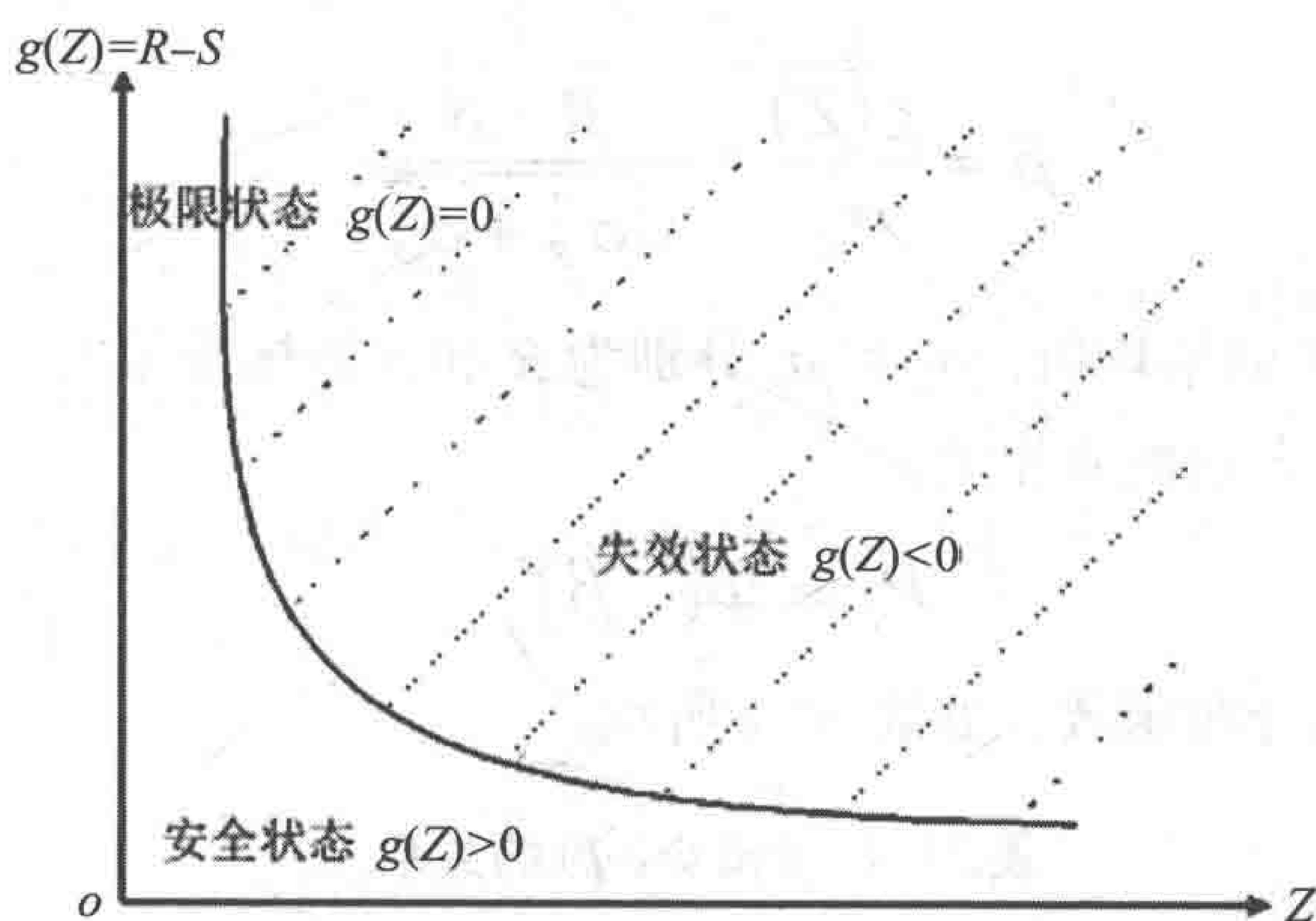


图 31.1　极限状态的概念

31.3.2　极限状态和失效模式 Limit State and Failure Mode

通过采用概率方法对不确定性进行量化，结构可靠性可以用失效概率予以度量。

对于由随机变量集 Z 和联合分布 $f_Z(z)$ 所描述的结构，每个 z 值集均必须能够说明结构是否已经失效。这样就可以将 Z 空间分成两个集，分别称为安全集和失效集。两个集由失效面（极限状态）分隔。

结构失效概率 P_f 可计算为

$$P_f = P(g(Z) \leqslant 0) = \int_{g(z)\leqslant 0} f_z(z)\mathrm{d}z \tag{31.3}$$

可靠性 R 为

$$R = 1 - P_f = P(g(Z) > 0) \tag{31.4}$$

精确数值积分只适用于类型非常有限的简单问题。许多不同复杂程度的程序均可用于计算失效概率，例如安全指数法、解析法和数值法。

1. Cornell 安全指数法

假定以下极限状态函数：

$$g(Z) = R - S \tag{31.5}$$

式中：

R 和 S 分别为表达强度和载荷的随机变量。Cornell（1969）提出下式用于估

算安全指数：

$$\beta = \frac{\overline{g(Z)}}{\sigma_g} = \frac{\overline{R} - \overline{S}}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2}} \tag{31.6}$$

式中$\overline{R}$和$\overline{S}$为 R 和 S 的平均值，σ_R 和 σ_S 分别为 R 和 S 的标准偏差。

安全指数仅与失效概率相关：

$$P_{\mathrm{f}} = \Phi(-\beta) \tag{31.7}$$

式中 Φ 为标准正态分布函数，如表 31.1 所示。

表 31.1 β和 $\Phi(-\beta)$ 的关系

标准正态分布表									
0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.5	0.460 17	0.420 74	0.382 09	0.344 58	0.308 54	0.274 25	0.24196	0.211 86	0.184 06
1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9
0.158 66	0.135 67	0.115 07	0.096 80	0.080 76	0.066 81	0.054 8	0.044 57	0.035 93	0.028 72
2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9
0.022 75	0.017 86	0.013 9	0.010 72	0.008 2	0.006 21	0.004 66	0.003 47	0.002 555	0.001 866
3	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9
0.001 499	0.000 968	0.000 687	0.000 483	0.000 337	0.000 233	0.000 159 1	0.000 107 8	0.000 072 3	0.000 048 3
4	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9
3.170×10^5	2.070×10^5	1.330×10^5	8.500×10^6	5.400×10^6	3.400×10^6	2.100×10^6	1.300×10^6	8.000×10^7	5.000×10^7

可靠性指数 β 与失效概率的关系可近似表达为

$$P_{\mathrm{f}} \approx 0.475\exp(-\beta^{1.6}) \tag{31.8}$$

或

$$P_{\mathrm{f}} \approx 10^{-\beta} \tag{31.9}$$

2. Hasofer-Lind 安全指数法

Hasofer 和 Lind （1974）为失效概率的计算做出了重要贡献，他们把极限状态函数变换到标准空间中。这种变换只针对 R 和 S 两个变量，如下所示。

随机变量 R 和 S 分别变换并标准化为 U_1 和 U_2，即

$$U_1 = \frac{R - \mu_R}{\sigma_R} \tag{31.10}$$

$$U_2 = \frac{S - \mu_S}{\sigma_S} \tag{31.11}$$

因而随机变量 R 和 S 可表达为

$$R = U_1\sigma_R + \mu_R \tag{31.12}$$

$$S = U_2\sigma_S + \mu_S \tag{31.13}$$

新变量的平均值为 0，标准偏差为 1。在新坐标系中，直线可表达为

$$g(Z) = R - S = \left(\mu_R - \mu_S\right) + \left(U_1\sigma_R - U_2\sigma_S\right) \tag{31.14}$$

从设计点到原点的距离记为 β，称为 β 安全指数（或 β 指数或 Hasofer-Lind 指数），如图 31.2 所示。

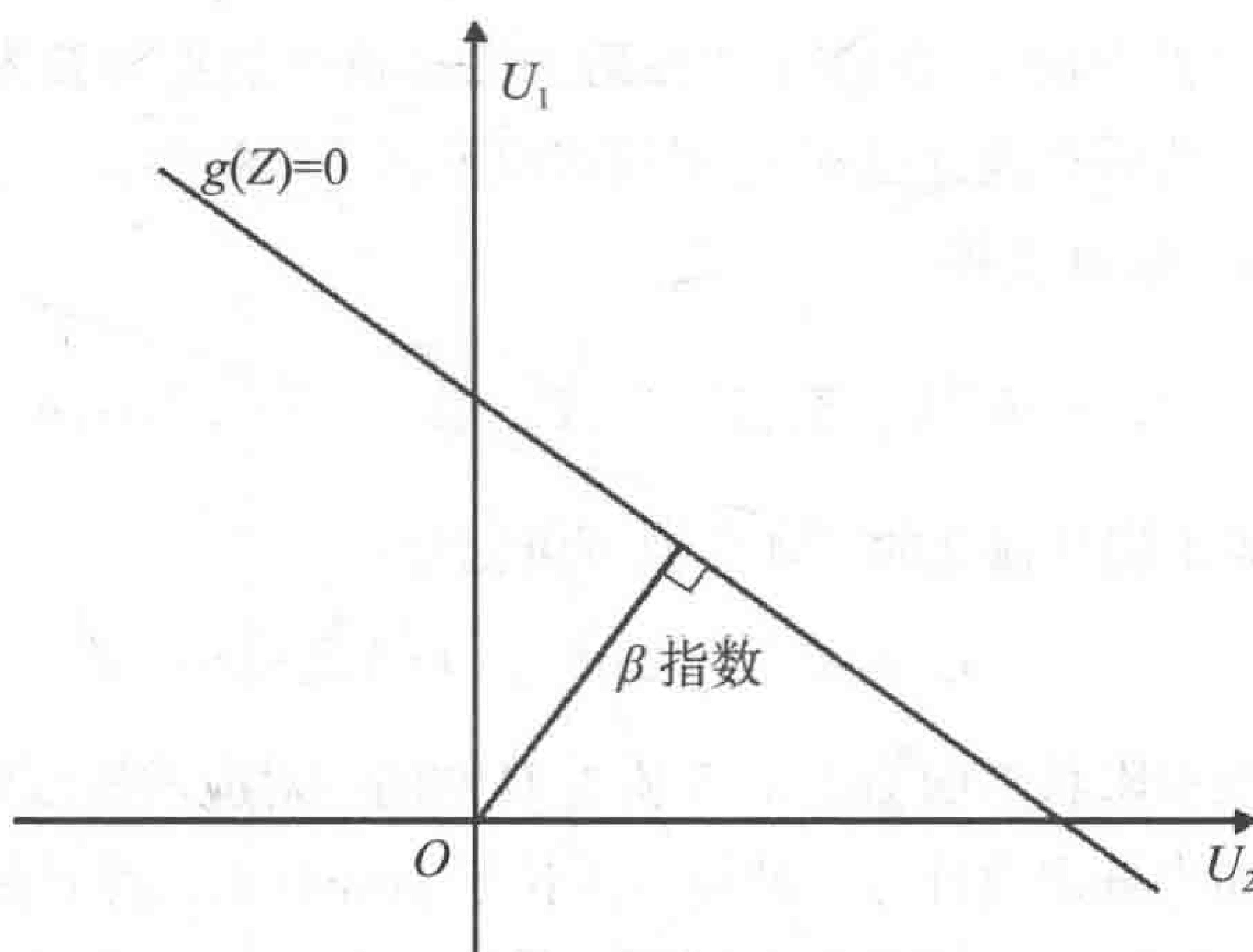


图 31.2　β 指数法

31.11 节中给出了例 31.1 用于说明 β 指数法。

3. 解析法

作为计算失效概率的一种逼近方法，一阶可靠性方法（FORM）是得到最多认可的方法。一阶可靠性方法还可提供不同输入参数的失效概率敏感性，这在设计、建造和维护中对结构可靠性进行优化非常重要。

二阶可靠性方法（SORM）通过在设计点拟合二阶面来逼近极限状态面，最常用的逼近面是抛物面。

一阶可靠性方法和二阶可靠性方法通常对小概率的逼近效果较好，但是随着极限状态非线性以及非正态随机变量数目的增加，其精确性和可行性会降低。在这种情况下，可采用仿真法估算失效概率。

4. 仿真法

与解析法不同，Monte Carlo 仿真法（MCS）是一种基于数字计算机实验的数值方法。失效概率被解读为相对频率。Monte Carlo 仿真法对大量数据进行随机采

样并用于失效函数 $g(Z)$，然后观察结果，即失效函数是否小于或等于零。如果实验重复 N 次且失效发生 n 次，则失效概率可估算为 $P_f=n/N$。

可靠性分析主要使用两类仿真法：一是 0–1 指标法；二是半解析条件期望法。

31.3.4 一阶可靠性方法计算 Calculation by FORM

在一阶可靠性方法（FORM）中，对失效集进行逼近时首先需把极限状态面变换为 U 空间，然后在设计点 u^* 处用其切超平面予以替换。

可使用 Rosenblatt 变换：

$$U_i=\Phi^{-1}\left(F_i\left(Z_i\mid Z_1,\cdots,Z_{i-1}\right)\right)\qquad i=1,2\cdots,n \tag{31.15}$$

如果随机变量 Z 是相互独立的，则变换可简化为

$$U_i=\Phi^{-1}\left(F_i\left(Z_i\right)\right)\qquad i=1,2,\cdots,n \tag{31.16}$$

将 Z 空间的极限状态面 $g(Z)=0$ 变换为 U 空间中对应的极限状态面 $g(u)=0$。下一步需在 U 空间中确定设计点。此设计点位于 $g(u)=0$ 上，并且是失效集内概率密度最大的点，即失效面上距离 U 空间原点最近的点。可采用交互式程序找到设计点 u^*，设计点表达为

$$u^*=\beta\alpha^* \tag{31.17}$$

式中：

β 为一阶可靠性指数或设计点与原点的距离；

u^* 至失效面的单位法向量 α^* 可由下式计算：

$$\alpha^*=-\frac{\nabla g(u^*)}{\left|\nabla g(u^*)\right|} \tag{31.18}$$

式中：

$\nabla g(u)$为梯度向量。通过实际极限状态面 $g(u)=0$ 的切超平面可以对其进行逼近，在设计点 u^* 处可表达为：

$$g(u)=\beta+\alpha^{\mathrm{T}}u=0 \tag{31.19}$$

一阶安全裕度 M 可定义为

$$M=g(U)=\beta+\alpha^{\mathrm{T}}U \tag{31.20}$$

失效概率的相应逼近值为

$$P_f \approx \Phi(-\beta) \tag{31.21}$$

通过上述一阶可靠性方法可以看出，一阶可靠性方法是在 U 空间的设计点处，将极限状态面用其切超平面进行替换来逼近失效集，如式（31.19）所示。图 31.3 说明了这种方法。

这是对失效概率 P_f 的一阶逼近，β 为可靠性指数的相应一阶逼近值。估算的精度取决于实际失效面的线性逼近程度，而且通常可由二阶可靠性方法（下节中介绍）予以改进。影响精度的最主要问题是如果存在多个设计点，一阶可靠性方法无法找到全局设计点。

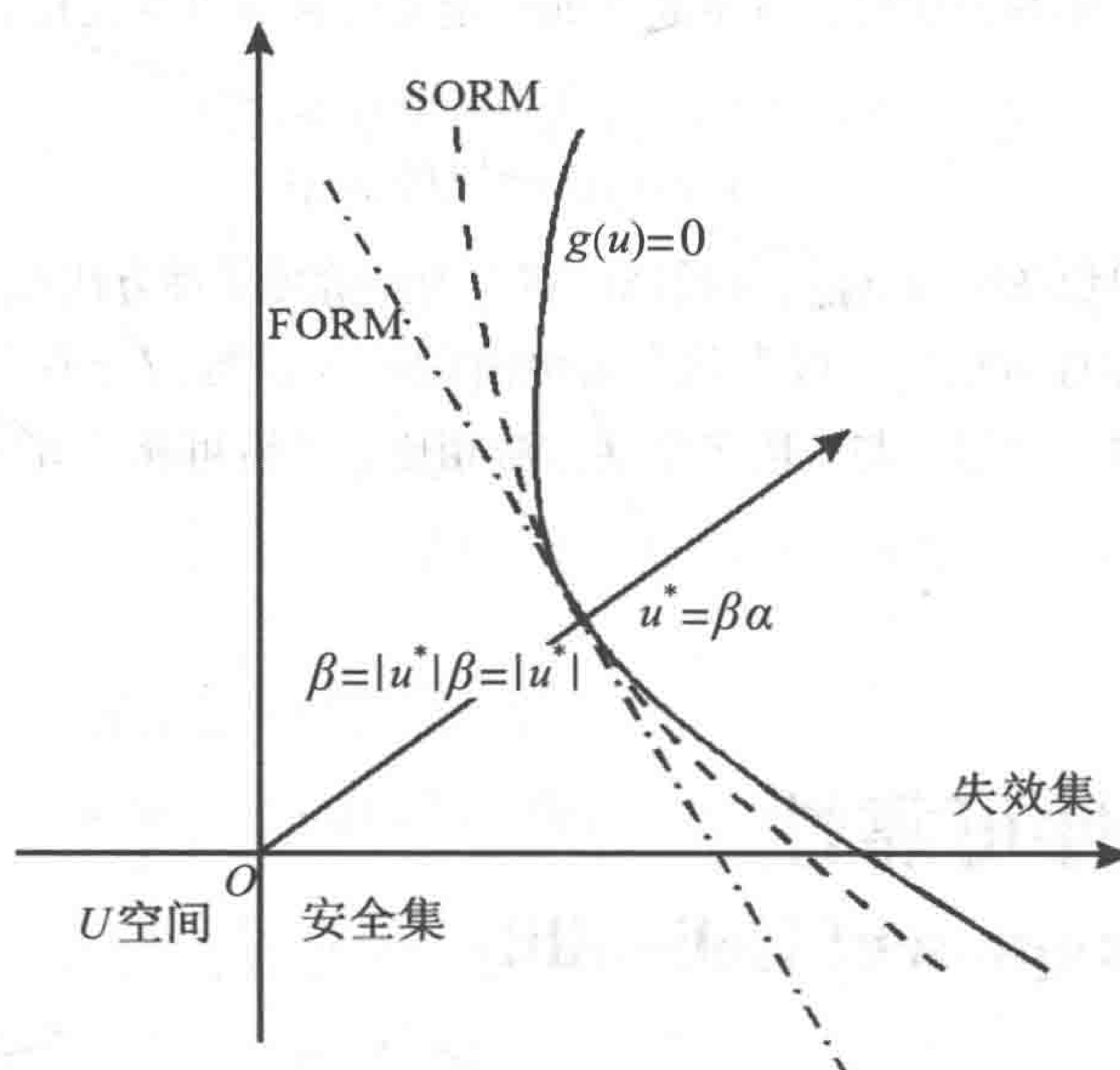


图 31.3 FORM（一阶可靠性方法）和 SORM（二阶可靠性方法）

31.3.5 二阶可靠性方法计算 Calculation by SORM

在二阶可靠性方法（SORM）中，极限状态面通过设计点处具有相同切超平面和主曲率的超抛物面进行逼近。失效概率的逼近值为

$$P_{f,SORM} \approx \Phi(-\beta)\prod_{j=1}^{n-1}\left(1-\beta_{kj}\right)^{-1/2} + [\beta\Phi(-\beta)-\phi(\beta)]\left\{\prod_{j=1}^{n-1}\left(1-\beta_{kj}\right)^{-1/2} - \prod_{j=1}^{n-1}\left(1-(\beta+1)_{kj}\right)^{-1/2}\right\} +$$
$$(\beta+1)[\beta\Phi(-\beta)(-\phi\beta)]\left\{\prod_{j=1}^{n-1}\left(1-\beta_{kj}\right)^{-1/2} - \mathrm{Re}\left\{\prod_{j=1}^{n-1}\left(1-(\beta+\mathrm{i})_{kj}\right)^{-1/2}\right\}\right\} \tag{31.22}$$

式中：

第三项的 i 为虚数单位；

Re(·) 为实数部分；

k_j (j=1,2,⋯,n−1) 为设计点处的主曲率。第一项是当 $\beta\rightarrow\propto$ 时的渐进结果。

使用二阶可靠性方法时，等价超平面可定义为采用可靠性指数对真实失效面的线性逼近：

$$\beta_{SORM}=-\Phi^{-1}\left(P_{f,SORM}\right) \tag{31.23}$$

实际上，单位法向量 α_{SORM} 可近似设定为由一阶可靠性方法得到的值。

在二阶可靠性方法中，极限状态面可由设计点 u^* 处拟合曲率的超抛物面进行逼近，如图 31.3 所示。与一阶可靠性方法相比，二阶可靠性方法通过二阶逼近提高了估算精度。

31.4　构件可靠性
Component Reliability

31.3 节介绍的概念主要用于构件层次的可靠性评估，其重点是单一极限状态函数建模构件的失效概率。因为所有海洋结构均由构件组成，所以构件可靠性是结构可靠性分析的基础。

31.5 系统可靠性分析
System Reliability Analysis

31.5.1 概述
General

本节介绍在必须考虑多个极限状态函数的情况下失效概率的公式和估算，即系统可靠性分析。

一个系统通常由许多单元构成，而每个单元根据其极限状态函数可能有一个或多个失效模式。此外一个系统也可能有许多失效模式，每个系统失效模式可能由一个单元失效或几个单元联合失效所导致。

串行系统和并行系统是两种构建所有系统的基本系统类型。

31.5.2 串行系统的可靠性
Series System Reliability

任何部件失效均可导致系统处于失效状态的系统称为串行系统，此类系统常常被称为最弱链接系统。典型例子是海底管道或立管。

串行系统的失效概率可由失效事件的联合概率予以表达。对于采用安全裕度 M_i 来定义失效单元的系统，失效概率的公式为

$$\begin{aligned} P_{\mathrm{f,sys}} &= P\left[\bigcup_{i=1}^{m}\left(M_i \leqslant 0\right)\right] = \mathrm{P}\left[\bigcup_{i=1}^{m}\left(\beta_i - \alpha_i^{\mathrm{T}} u\right)\right] \\ &= 1 - \Phi_m\left(-\beta,\rho\right) \end{aligned} \tag{31.24}$$

式中：

Φ_{m} 为 m 维标准正态分布函数，$\beta=[\beta_1, \beta_2 \cdots]$ 为 m 个失效单元的可靠性指数向量；

ρ 为相应的相关矩阵。

串行系统可靠性计算的实例可参见 31.11 节。

31.5.3 并行系统的可靠性
Parallel System Reliability

并行系统在系统中的所有单元均失效时发生失效。对于一个并行系统，所有单元失效才会导致系统失效。失效概率可表达为单元失效事件的概率交集：

$$P_{f,sys}=P\left[\bigcap_{i=1}^{m}\left(M_i\leq 0\right)\right]=P\left[\bigcap_{i=1}^{m}\left(\beta_i-\alpha_i^{T}u\right)\right] \quad (31.25)$$

$$=\Phi_m\left(-\beta,\rho\right)$$

从以上两个方程可以看出，串行系统和并行系统失效概率的估算是标准多维正态积分计算，但尺寸较大时进行这种计算就比较困难。

简单并行系统可靠性计算的实例可参见 31.11 节。

31.6 统计载荷的组合
Combination of Statistical Loads

31.6.1 概述
General

一般而言，根据载荷形式和历史的统计学特征可以将载荷分为以下三类：

●非时变载荷：例如静载荷；

●随机载荷：例如波浪载荷；

●瞬时随机荷载：例如地震载荷。

当两个或两个以上随机载荷作用于结构上时，必须根据各载荷的统计学特征考虑统计载荷的组合。

例如船舶结构的主要载荷组合类型是：

●船体梁载荷；

●船体梁载荷和局部压力；

●船体梁载荷和瞬时荷载。

简单载荷组合问题（例如船体梁破坏）可表达为：

$$M_t(t) = M_s(t) + M_w(t) \tag{31.26}$$

式中：

$M_t(t)$ 为作用于船体梁的总弯矩；

$M_s(t)$ 为静水弯矩；

$M_w(t)$ 为垂直波浪弯矩。

目前在大部分船舶设计规范中，用于静水弯矩和垂直波浪弯矩组合的峰值迭加法可表达为

$$M_{t,\max}(t) = M_{s,\max}(t) + M_{w,\max}(t) \tag{31.27}$$

这基于非常保守的假定，即两种弯矩同时达到最大值。

但统计载荷的组合非常复杂，为了解决此类问题已经发展出多种方法。本文仅介绍 Turkstra 规则（Turkstra, 1972）和 Ferry Borges–Castanheta 模型（1971）的应用。

31.6.2 Turkstra 规则 Turkstra's Rule

可针对加载过程系统性查找所定义的一些最大值。Turkstra（1972）提出的方法较为实用，该方法基于平稳随机过程的组合模型。其原理是当一个随机载荷在 T 时间段内达到其最大值时，其它载荷的瞬时值可用于构成最大载荷组合值。假定随机载荷可表达为 $S_i(t)$，载荷组合为 $S(t)$，即

$$S(t) = \sum_i S_i(t) \tag{31.28}$$

则 $S(t)$ 的最大值可表达为

$$S_M = \max_{t\in T} S(t) = \max_{t\in T}\left[\max_{t\in T} S_i(t) + \sum_{j=1}^{n} S_j(t)\right] \tag{31.29}$$

式中：

$\max S_i(t)$ 为 $S_i(t)$ 在 T 时间段内的最大值，$S_j(t)$ 为其他随机载荷的瞬时值。

应注意的是通过式（31.29）计算最大值时需用到不同的载荷组合。

31.6.3 Ferry Borges–Castanheta 模型 Ferry Borges–Castanheta Model

Ferry Borges–Castanheta （FBC）模型（Ferry–Borges, 1971）以一系列矩形脉冲的形式表达各独立随机过程，如图 31.4 所示。脉冲值表达载荷的强度，在一个系列中脉冲的持续时间保持不变。需选择合适的时间间隔，使脉冲能够被视为独立重复的随机过程。

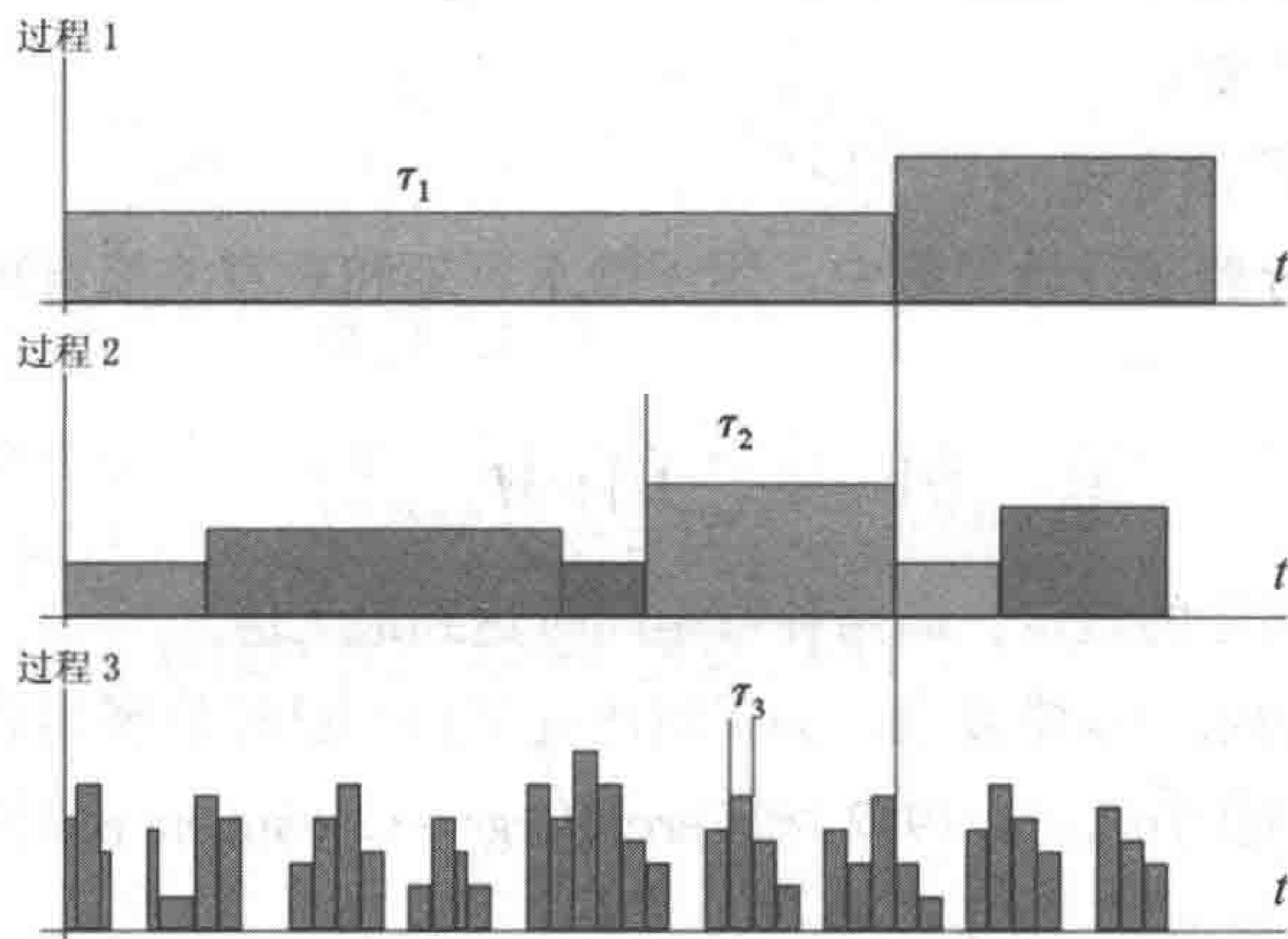


图 31.4　FBC 模型

为不同过程选择合适的时间间隔，使较长间隔为下一较短间隔的整数倍，涉及的所有过程均按此方法选择时间间隔。这是能够简便计算两个过程组合后其最大值分布的先决条件，因为在长间隔过程的脉冲持续时间内，短间隔过程的脉冲可以精确重复 n 次。

考虑有三个载荷过程 X_1、X_2 和 X_3 作用于海洋结构上的情况。FCB 载荷模型需考虑时间间隔 τ_2 内 X_3 的最大值这个新变量，然后将其与 X_2 相加。随后在时间间隔 τ_1 内查找这个变量的最大值并与 X_1 相加。在此基础上最后得到寿命期 T 内的最大值，这个最大值可视为能够代表所有三个过程的变量。

变量 Y 为三个过程的最大组合载荷，可表达为

$$Y = \max_{T}\left\{X_1 + \max_{\tau_1}\left(X_2 + \max_{\tau_2} X_3\right)\right\} \tag{31.30}$$

式中：

X_1 为载荷分布；

$\max X_{\mathrm{I}}$ 项代表随机变量 X_{I} 在时间间隔 τ_{I} 或 T 内的最大值。

31.7 时变可靠性
Time-Variant Reliability

海洋结构会受到时变载荷的作用，例如风载荷。结构强度也会出现时变性，例如腐蚀导致的构件强度退化。与这些时变值相关的基本变量属于随机过程。因而可靠性问题就成为时变问题，可定义如下：

基本随机过程集：

$$X(t)=\{X_1(t),\ X1(t),\ \cdots,\ X_n(t)\}$$

$X(t)$ 的联合分布函数：

$$F_{X(t)}(X(t),t)$$

极限状态面：

$$g(x(t))=0$$

时变可靠性问题主要关注在结构的寿命期内，第一次从安全域（$g(x(t))>0$）穿越至失效域（$g(x(t)) \leqslant 0$) 的时间 t，如图 31.5 所示。T 为海洋结构的设计寿命或可靠性分析的参考周期。第一次穿越至 $g(x(t)) \leqslant 0$ 的时间 t 称为失效时间，失效时间也是一个随机变量。

在海洋结构的设计寿命 T 内，出现 $g(x(t)) \leqslant 0$ 的概率称为首次穿越概率。可以认为这个概率等于给定时间段 $[0,t]$ 内的失效概率 $p_{\mathrm{f}}(t)$ (Melchers, 1999)。

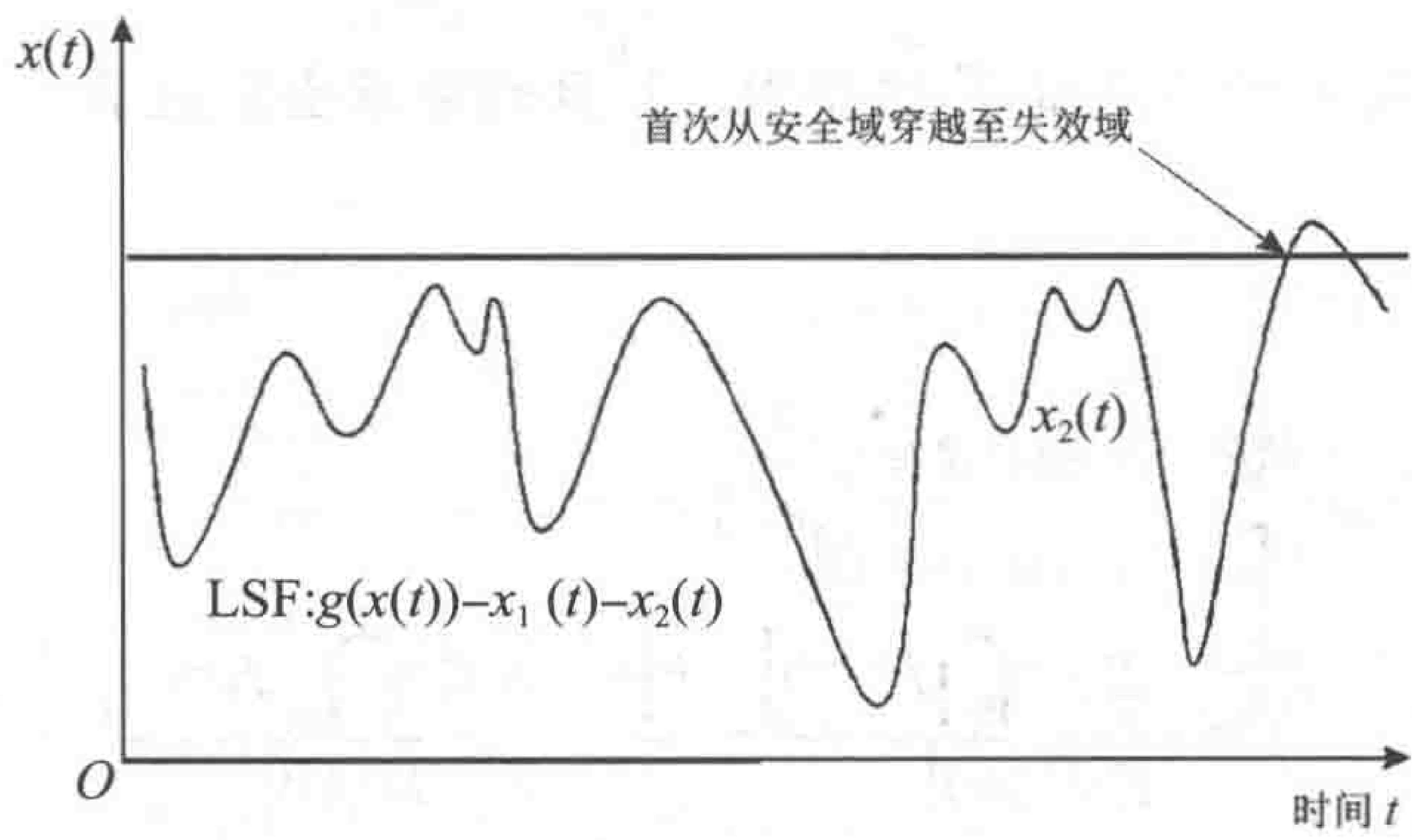


图 31.5 时变可靠性

$$p_f(t)=1-P[N(t)=0\cap g(x(0))>0] \quad (31.31)$$

或

$$p_f(t)=1-P[N(t)=0|g(x(0))>0]\cdot P[g(x(0))>0] \quad (31.32)$$

式中：

$N(t)$ 为时间段 $[0,t]$ 内的穿出次数。穿出指从安全域穿越至失效域。

海洋结构分析时经常用时变随机变量代替随机载荷过程来表达寿命期内的载荷。这也适用于多个随机载荷同时出现的情况。组合极限载荷需合理确定，因为不同载荷过程的最大值不一定会同时出现。这取决于上节所述载荷组合方法的应用。

31.8 可靠性更新 Reliability Updating

可靠性方法可以用来对结构完整性进行再评估。例如当检查结果可用或设计条件变化时，就需要进行这种再评估。结构可靠性更新需基于新信息。信息可分为两类：

- 变量的取样信息；
- 观测信息。

为了说明可靠性更新，此处以载荷和强度为 S 和 R 的构件为例。失效概率为

$$P_f=P[R-S\leqslant 0]=\int_{-\infty}^{\infty}F_R(s)f_s(s)\mathrm{d}s \quad (31.33)$$

假定构件受到验证载荷 q^* 的作用，并且能够承受验证载荷，这说明强度 $r\geqslant q^*$。

P_f 更新可表达为

$$\begin{aligned}P_{f,up}&=P[R-S\leqslant 0\,|\,R\geqslant q^*]\\&=P[R-S\leqslant 0\,|\,H\geqslant 0]\\&=\frac{P[R-S\leqslant 0\bigcap H\geqslant 0]}{P[H\geqslant 0]}=\frac{P[R-S\leqslant 0\bigcap -H\leqslant 0]}{P[-H\leqslant 0]}\end{aligned} \quad (31.34)$$

式中：

$H=R-q^*$

一般而言，根据新信息可采用不同方法来更新结构可靠性。Song 和 Moan（1998）提出了用于船舶和自升式平台的可靠性升级方法，第 4 篇将予以详细介绍。

31.9 目标概率 Target Probability

31.9.1 概述 General

指南为结构设计人员提供了每种失效模式的可接受失效概率，即最小可接受可靠性指数 β_0，通常被称为目标概率。进行结构可靠性分析时，应根据失效后果、相关设计规范以及检查和修理的可达性等因素选取适当的安全水平。设计必须满足目标概率水平，以确保能够达到特定的安全水平。

31.9.2 目标概率 Target Probability

如果满足以下条件，则设计是安全的：

$$\beta>\beta_0 \tag{31.35}$$

式中：

β_0 为目标安全指数；

β 为根据分析估算的安全指数。

监管机构、船级社和 / 或专业人员需就合理值达成一致，该值可用于无应用经验的新型结构。

需对现行规范包含的可靠性水平进行修正，规范中每条规定的风险水平均应予以评估。需调整安全裕度以消除要求中的不一致情况。这种方法经常用于规范

改进。

选择合适的目标概率以降低结构使用寿命内的总预期成本。有效使用成本效益分析方法可确定设计的目标概率，设计失效将只会导致经济上的损失和后果。尽管就经济而言这种方法是合理的，但其主要缺点是需要度量人命的价值。

对基于可靠性的设计而言，目标概率取决于现行设计实践所包含安全水平的修正值，如 Bai 等（1997）等所述。这种方法的依据是规范能够代表已经得到认可的实践，因而可作为规范修订和修正的起点。根据基于可靠性的规范，对所包含安全水平的任何调整均是为了使设计可靠性保持一致。

31.9.3 船舶结构的推荐目标安全指数 Recommended Target Safety Indices for Ship Structures

表 31.2 概述了船体梁（第一）、加筋板格（第二）和非加筋板（第三）失效模式的推荐目标安全水平以及相应的名义失效概率（Mansour,1997）。必须指出的是目标安全指数的值也取决于所用的可靠性水平修正方法。

表 31.2　船舶结构的推荐目标安全指数

失效模式	商船	军舰
第一（初始屈服）	5.0 (2.97×10^{-7})	6.0 (1.0×10^{-9})
第二（极限）	3.5 (2.3×10^{-4})	4.0 (3.2×10^{-5})
第二	2.5 (6.2×10^{-3})	3.0 (1.4×10^{-3})
第三	2.0 (2.3×10^{-2})	2.5 (6.2×10^{-3})

31.10 可靠性计算的软件 Software for Reliability Calculations

以下是计算结构可靠性的一些计算机程序：

1. PROBAN

DNV 开发的总体结构概率分析工具，是 SESAM 程序包的一部分。

2. STRUREL

德国 RCP 咨询公司开发的一种通用结构可靠性分析软件，包括构件可靠性计算（COMREL）、系统可靠性计算（SYSREL）和可靠性数据统计分析（STAREL）等。

3. ISPUD

专门设计的结构可靠性计算程序，采用 Monte Calo 仿真法。

4. CALREL

由 U.C. Berkeley 开发的通用结构可靠性软件，其功能包括：①估算构件的失效概率；②估算系统的失效概率；③一阶可靠性方法和二阶可靠性方法分析；④直接 Monte Carlo 仿真分析；⑤敏感性分析。

31.11　数值实例 Numerical Examples

例 31.1：船体安全指数计算

问题：

根据施加于船体的弯矩和极限弯矩承载力，船体梁的载荷概率密度函数（PDF）和强度如图 31.6 所示。假定载荷 S 和强度 R 均符合正态概率分布，其平均值分别为 μ_S=20 000 ft·t 和 μ_R=30 000 ft·t，标准偏差分别是 σ_R=2 500 ft·t 和 σ_S=3 000 ft·t。则船体的失效概率是多少？

解：

可采用 Cornell 安全指数法来估算可靠性指数 β：

$$\beta = \frac{\mu_R - \mu_S}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2}}$$

代入 μ_R、μ_S、σ_R 和 σ_S 的数值：

$$\beta = \frac{30\,000 - 20\,000}{\sqrt{2\,500^2 - 3\,000^2}} = 2.56$$

相应的失效概率为

$$P_f = 5.23 \times 10^{-3}$$

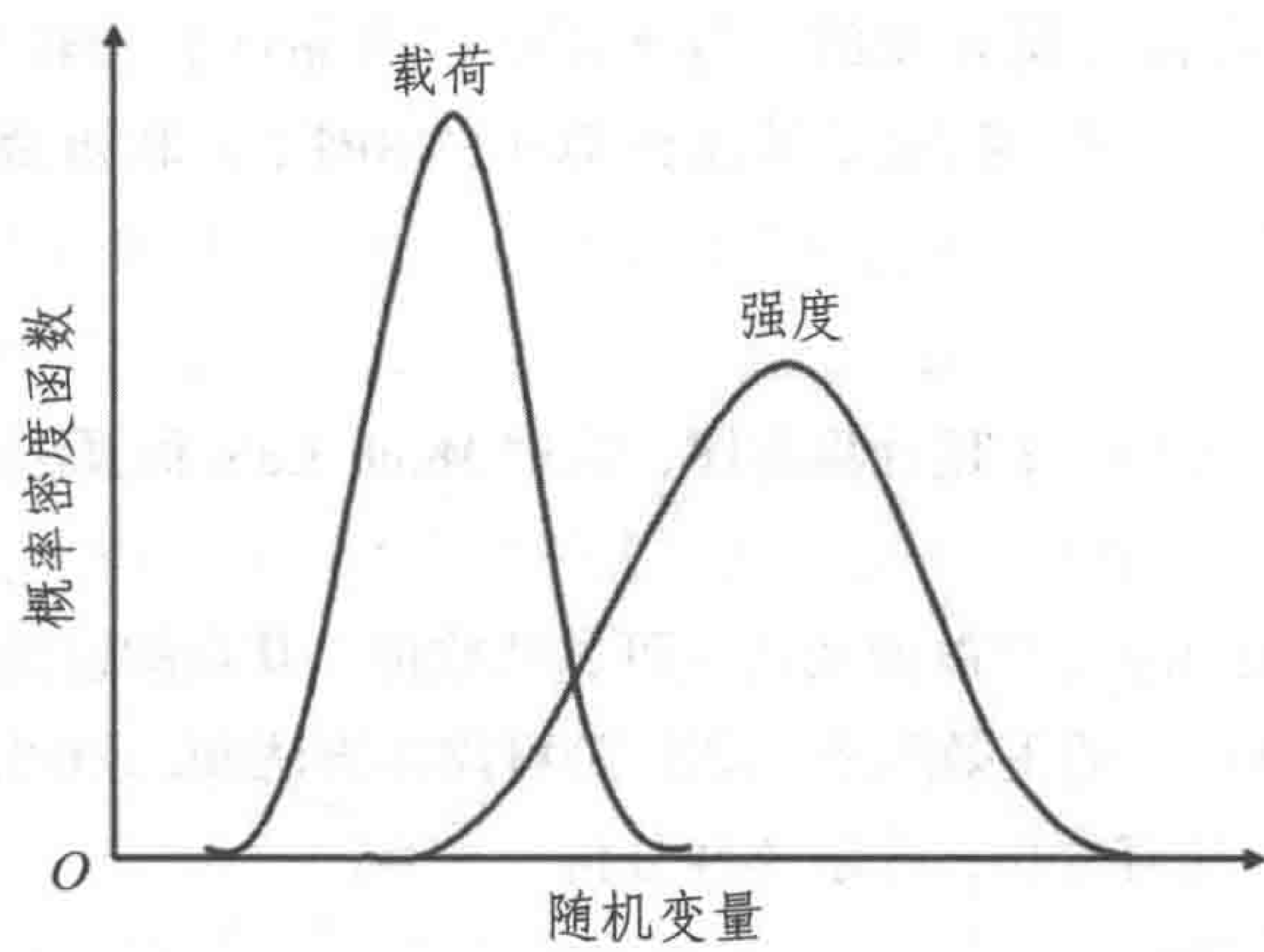


图 31.6　载荷和强度概率密度函数

例 31. 2：安全指数法

问题：

假定船体梁弯矩所对应的随机变量 R 和 S 符合正态分布。R 和 S 的平均值和标准偏差分别为 μ_R=150、σ_R=20 以及 μ_S=90、σ_S=30。请采用 Hasofer Lind 法计算出 β 指数和 P_f 的值。

解：

极限状态函数可表达为

$$g(Z)=R-S$$

根据式(31.12)和式(31.13)，随机变量 R 和 S 可用标准正规空间变量予以表达：

$$R=20\,U_1+150$$

$$S=30\,U_2+90$$

因而极限状态函数可表达为

$$g(Z)=20U_1-30U_2+60$$

到坐标系原点的直线距离可简便地计算为

$$\beta=\frac{60}{\sqrt{20^2+(-30)^2}}=1.664$$

使用标准正态分布表（表 31.1），失效概率可估算为

$$P_f=\Phi(-\beta)=\Phi(-1.664)=4.9\%$$

例 31. 3：串行系统的可靠性计算

问题：

考虑如图 31.7 所示的简单结构，假定构件 1 和构件 2 的承载力分别为 R_1=1.5R 和 R_2=R，作用载荷 P 和抗力 R 符合独立正态分布，其特征值如下：

$$\mu_P=4\ \text{kN},\qquad \sigma_P=0.8\ \text{kN};$$
$$\mu_R=4\ \text{kN},\qquad \sigma_R=0.4\ \text{kN}\ 。$$

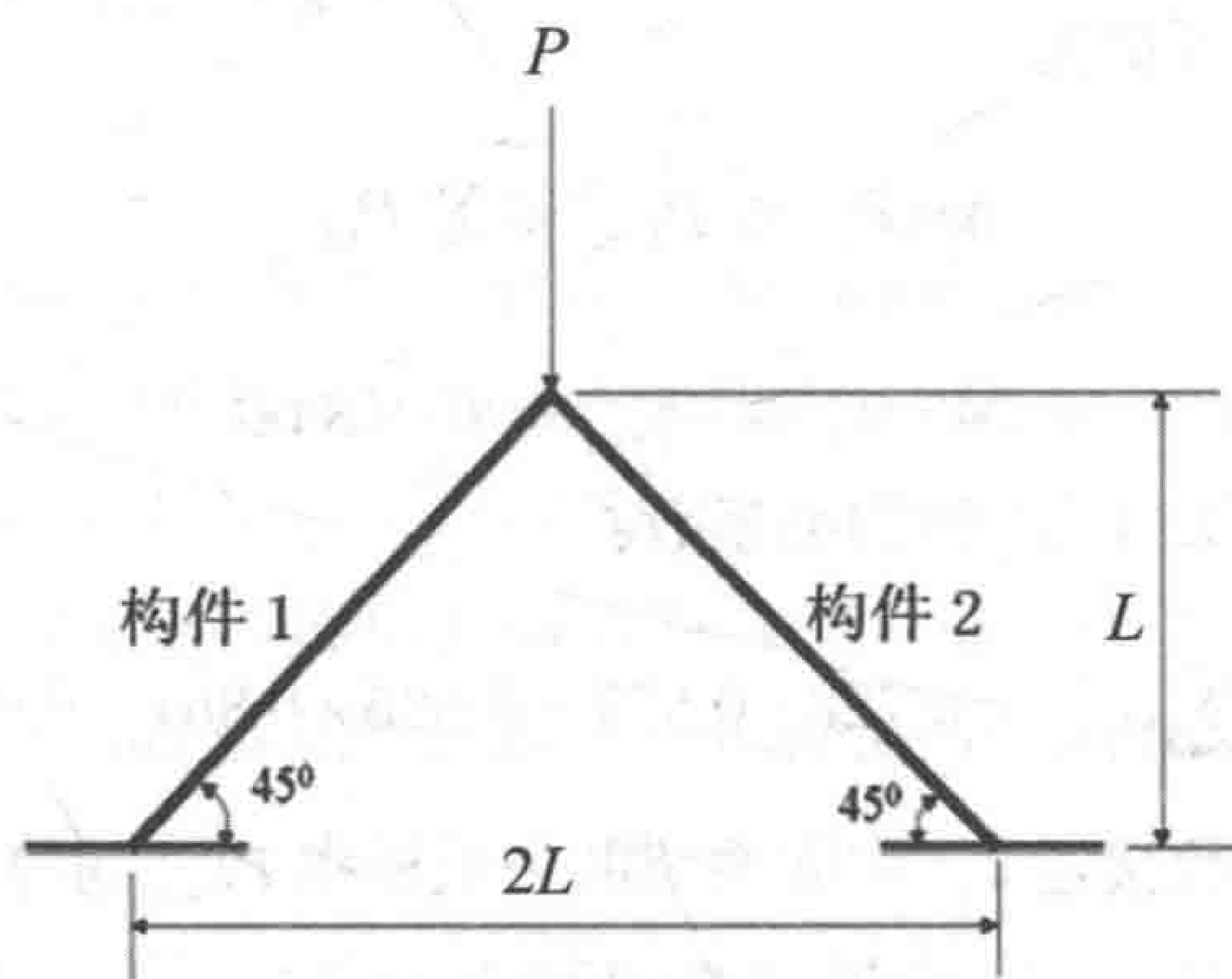


图 31.7　串行系统的可靠性

这个系统的失效概率是多少？

求解：

构件 1 和构件 2 的 LSF 可表达为

$$g_1(Z)=\frac{3}{2}R-\frac{\sqrt{2}}{2}P$$

$$g_2(Z)=R-\frac{\sqrt{2}}{2}P$$

为了对以上方程中的随机变量进行标准化需构建下式：

$$x_1=\frac{R-4}{0.4}$$

$$x_2=\frac{P-4}{0.8}$$

根据 31.3.3 节所述的 β 指数法和例 31.2 可以得到下式：

$$Z_1=0.7288x_1-0.6866x_2+3.8466$$

$$Z_2=0.5777x_1-0.8166x_2+1.6911$$

因而构件 1 和构件 2 的可靠性指数可估算为

$$\beta_1=3.846$$

$$\beta_2=1.691$$

得到相应的失效概率为

$$P_{f,1}=\Phi(-\beta_1)=0.000\ 06$$

$$P_{f,2}=\Phi(-\beta)=0.047\ 94$$

系统的失效概率近似为

$$\max P_{f,i} \leqslant P_{f,sys} \leqslant \sum P_{f,i}$$

因而

$$0.047\ 94 \leqslant P_{f,sys} \leqslant 0.048\ 00$$

此外还可以得到 Z_1 和 Z_2 的相关系数：

$$\rho=\sum a_i b_i = 0.728\times 0.577+0.686\times 0.861=0.98$$

此系统的相关系数接近 1，因而系统的失效概率 $P_{f,sys}$ 约等于下限：

$$P_{f,sys}=0.047\ 94$$

例 31.4：并行系统的可靠性计算

问题：

假定一个结构由 4 个并行构件构成，其相应的可靠性指数分别为 β=3.57、β_2=3.41、β_3=4.24 和 β_4=5.48。求并行系统失效概率的范围。

求解：

每个构件的失效概率可估算如下：

$$P_{f,1}=\Phi(-\beta_1)=1.784\ 9\times 10^{-4}$$

$$P_{f,2}=\Phi(-\beta_2)=3.284\ 1\times 10^{-4}$$

$$P_{f,3}=\Phi(-\beta_3)=1.117\ 6\times 10^{-5}$$

$$P_{f,4}=\Phi(-\beta_4)=2.126\ 6\times 10^{-8}$$

对于并行系统，存在以下范围：

$$\prod P(Q_i) \leqslant P_{f,sys} \leqslant \min P(Q_i)$$

因而并行系统的简单概率范围可估算为

$$1.377\ 9\times 10^{-20} \leqslant P_{f,sys} \leqslant 2.126\ 6\times 10^{-8}$$

得到相应的可靠性指数范围：

$$5.48 \leqslant \beta_{sys} \leqslant 9.23$$

应指出的是，一般而言，通过以上并行系统方程得到的边界值范围太大。

31.12 参考文献 References

[1] Ang, S.H. and Cornell, C.A. (1974), Reliability Bases of Structural Safety and Design, Journal of Structural Engineering, ASCE, Vol. 100, No. 9, pp. 1755–1769.

[2] Ang, A.H.–S and Tang, W. (1975, 1984), Probability Concepts in Engineering Planning and Design, Volume I & II, John Wiley and Sons, New York.

[3] Bai, Y., Xu, T. and Bea, R. (1997), Reliability–Based Design and Requalification Criteria for Longitudinally Corroded Pipes, ISOPE–1997.

[4] Cornell, C.A. (1969), A Probability–Based Structural Code, ACI–Journal, Vol. 66, pp. 974–985.

[5] Ferry–Borges, J and Castrnheta, M. (1971), Structural Safety, Laboratoria Nacional de Engenhera Civil, Lisbon

[6] Hasofer, A.M. and Lind, N.C. (1974), An Exact and Invariant First Order reliability Format, ASCE J. Eng. Mech. Div., pp.111–121.

[7] Madsen, H.O., et al (1986), Methods of Structural Safety, Prentice–Hall, Inc., Englewood Cliffs

[8] Mansour, A. E., et al (1997), Assessment of Reliability of Ship Structures, SSC–398. Ship Structures Committee.

[9] Melchers, R.E. (1999), Structural Reliability Analysis and Prediction, 2nd Edition, John Wiley & Sons Ltd.

[10] Moan, T. and Song, R. (1998), Implication of Inspection Updating on System Fatigue Reliability of Offshore Structures, the Proc. 17th OMAE, Lisbon, Portugal, 1998

[11] RCP Consult (1996), STRUREL – A Structural Reliability Analysis Program System, Munchen, Germany.

[12] Schnerder, J. (1997), Introduction to Safety and Reliability of Structures,

Structural Engineering Documents Vol. 5, International Association for Bridge and Structural Engineering (IABSE).

[13] Song, R. and Moan, T. (1998), Fatigue Reliability of Large Catamaran Considering Inspection Updating, Proceeding of the 8th International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE' 98), Montreal, Canada, May, 1998.

[14] Thoft-Christensen, P. and Baker, M.J., (1982), Structural Reliability, Theory and Its Applications, Springer-Verlag.

[15] Turkstra, C.J. (1972), Theory of Structural Design Decisions, Study No. 2, Solid Mechanics Division, University of Waterloo, Canada.

第32章 采用不确定性理论进行结构可靠性分析

The Structural Reliability Analysis Using the Uncertainty Theory

32.1 简介 Introduction

结构可靠性理论被广泛应用于许多领域，例如建筑设计、民用工程和机械工程。对于结构工程而言，由于要求在各种载荷作用下长期保持安全性，所以可靠性分析就尤为重要。数学的不断发展促使了结构可靠性理论的提高，因为研究中需要使用大量数学工具。长久以来，工程结构质量评估就一直使用“可靠性”概念。但由于材料特性和载荷的不确定性以及施工和使用过程中结构会出现各种误差，所以从工程角度来看，当描述结构系统及其行为的理论模型缺少相关知识（不管是模型本身还是重要参数值）时，结构问题可视为“不确定”。20 世纪初，概率论和数理统计学应用于结构可靠性分析标志着结构可靠性理论的产生。

Freudenthal[1] 是结构可靠性的最早开发者之一，采用概率方法来评估由各种材料建造的结构的安全性。从 20 世纪 40 年代初至 60 年代，结构可靠性理论得到了极大发展。虽然将概率论应用于结构可靠性理论研究取得了很多成果，但随机分析需要大量统计数据和真实数据，有时这些数据难以获取，因而其研究和实际应用仍然存在着障碍。当 Zadeh[2] 于 1965 年提出模糊集理论后，许多学者开始将模糊理论应用于结构可靠性分析。 Brown[3] 在该领域进行了早期研究。近年来，Fabio 等人 [4] 采用模糊理论分析混凝土结构的可靠性，Adduri 等人 [6] 针对同时存在模糊变量和随机变量的环境研究了结构可靠性问题，Marano 等人 [5] 基于可能性理论提出一种新的可靠性指数。许多其他学者也从不同角度对这个问题进行了研究 [7–13]。

但由于模糊理论无法解释许多主观不确定性现象，这导致计算结果与实际情况不符。因而 Liu [14] 根据正规性、单调性和可数次可加性，于 2007 年提出了不确定性理论，可以有效说明主观不确定性。2010 年，Liu[18] 提出不确定可靠性和不确定风险的概念。Zhuo Wang[19] 在不确定性理论框架内对结构可靠性问题进行了研究。

32.2　基本概念 Basic Concepts

基于正规性、单调性和可数次可加性的不确定性理论由 Liu[14] 于 2007 年提出，并于 2010 年进行了改进 [16]。本节将介绍不确定性理论的一些基本概念，包括不确定测度、不确定变量、不确定性分布和不确定可靠性。

32.2.1　不确定性理论 Uncertainty Theory

定义 32.1（Liu[14]）：令 c 为非空集合，Γ 子集的集合 L 为 σ– 代数，σ– 代数 L 中的元素 Λ 称为事件。如果对于 L，函数 M 满足：

（1）$M\{\Gamma\}=1$。

（2）$\Lambda_1 \subset \Gamma_2$，若 $M\{\Gamma_1\} \leqslant \{\Gamma_2\}$。

（3）对于每个事件 Λ，$M\{\Lambda\}+M\{\Lambda^C\}$。

（4）对于每个可数事件集 Λ_i，存在：

$$M\left\{\bigcup_{i=1}^{\infty}\Lambda_i\right\} \leqslant \sum_{i=1}^{\infty} M\{\Lambda_i\}$$

则 M 为不确定测度，(Γ,L,M) 为不确定性空间。

为了描述不确定现象，Liu [14] 给出了不确定变量的定义。

定义 32.2（Liu[14]）：不确定变量是从不确定性空间 (Γ,L,M) 至实数集的可测度函数，即对于任何实数 Borel 集 B，集合：

$$\xi^{-1}(B)=\{\gamma\in\Gamma | \xi(\gamma)\in B\} \tag{32.1}$$

是一个事件。

定义 32.3（Liu[15]）：若对于任何实数 Borel 集 $B_1, B_2, \cdots, B_m$ 下式均成立，则可以认为不确定变量 ξ_1，ξ_2，…，ξ_m 是独立的：

$$M\left\{\bigcup_{i=1}^{m}\{\xi \in B_i\}\right\} = \min_{1\leqslant i\leqslant m} M\{\xi \in B_i\} \tag{32.2}$$

定义了不确定变量和不确定测度后，必须考虑乘积测度和不确定算法。Liu[15]于 2009 年提出了乘积测度公理。

定理 32.1（Liu[15]）：令 Γ_k 为非空集合，M_k 为其不确定测度，k 分别为 1, 2,⋯，k。则乘积不确定测度 M 为 σ– 代数乘积 $L_1 \times L_2 \times \cdots \times L_n$ 的不确定测度，并满足

$$M\left\{\bigcup_{i=1}^{\infty} \Lambda_k\right\} = \min_{1\leq k\leq n} M_k\left\{\Lambda_k\right\}$$

为了得到不确定变量的特征，Liu[14] 于 2007 年提出不确定性分布概念。随后 Peng 和 Iwamura[17] 于 2009 年提出了不确定性分布的充分必要条件。

定义 32.4（Liu[14]）：对于任意实数 x，不确定变量 ξ 的不确定性分布 Φ 可定义为

$$\Phi(x)=M\{\xi \leqslant x\}$$

定理 32.1（Peng 和 Iwamura [17]）：当且仅当函数 Φ:$R \rightarrow [0,1]$ 为递增函数时，该函数才是不确定性函数，Φ=0 和 Φ=1 除外。

定理 32.2（Liu[16]）：令 Φ_i 为不确定变量 ξ_i 的不确定性分布，i 分别为 1，2，⋯，m；Φ 为不确定向量（ξ_1，ξ_2，⋯，ξ_m）的联合不确定性分布。若对于任意实数 x_1，x_2，⋯，x_m，不确定变量 ξ_1，ξ_2，⋯，ξ_m 均为独立的，则

$$\Phi\left(x_1, x_2, \cdots, x_{\mathrm{m}}\right) = \min_{1\leq i\leq m} \Phi_i\left(x_i\right)$$

定理 32.3（Liu[16]）：令 ξ_1，ξ_2，⋯，ξ_n 为独立不确定变量，其不确定性分布分别为 Φ_1，Φ_2，⋯，Φ_n。若 f:$R^n \rightarrow R$ 为严格递增函数，则

$$\xi=f(\xi_1,\xi_2,\cdots,\xi_n) \tag{32.3}$$

为不确定变量，其不确定性逆分布为

$$\Psi^{-1}(\alpha)=f\left(\Phi_1^{-1}(\alpha), \Phi_2^{-1}(\alpha), \cdots, \Phi_n^{-1}(\alpha)\right),\ 0<\alpha<1$$

定理 32.4（Liu[16]）：令 ξ_1，ξ_2，⋯，ξ_n 为独立不确定变量，其不确定性分布分别为 Φ_1，Φ_2，⋯，Φ_n。若 f:$R^n \rightarrow R$ 为严格递减函数，则

$$\xi=f(\xi_1,\xi_2,\cdots,\xi_n) \tag{32.4}$$

为不确定变量，其不确定性逆分布为

$$\Psi^{-1}(\alpha)=f\left(\Phi_1^{-1}(1-\alpha), \Phi_2^{-1}(1-\alpha), \cdots, \Phi_n^{-1}(1-\alpha)\right),\ 0<\alpha<1$$

定理 32.5（Liu[16]）：令 ξ_1，ξ_2，⋯，ξ_n 为独立不确定变量，其不确定性分布

分别为 Φ_1，Φ_2，⋯，Φ_n。若函数 $f(x_1, x_2, \cdots, x_n)$ 为 x_1，x_2,⋯，x_m 的严格递增函数，为 x_{m+1}，x_{m+2},⋯，x_n 的严格递减函数，则

$$\xi = f(\xi_1, \cdots, \xi_m, \xi_{m+1}, \cdots, \xi_n) \tag{32.5}$$

为不确定变量，其不确定性逆分布为

$$\Psi^{-1}(\alpha) = f\left(\Phi_1^{-1}(\alpha), \cdots, \Phi_m^{-1}(\alpha), \Phi_{m+1}^{-1}(1-\alpha), \cdots, \Phi_n^{-1}(1-\alpha)\right)$$

32.2.2　不确定可靠性
Uncertain Reliability

Liu[18] 于 2010 年提出通过不确定性理论，将不确定可靠性分析用于处理系统可靠性问题。可靠性指数定义为运行系统的不确定测度。

定义 32.5（Liu[18]）：假定系统包含不确定变量 ξ_1，ξ_2，⋯，ξ_n，当且仅当 $R(\xi_1, \xi_2, \cdots, \xi_n) \geqslant 0$ 时系统可以运行，则可靠性指数为

$$Reliability = M\{R(\xi_1, \xi_2, \cdots, \xi_n\} \geqslant 0$$

定理 32.6（Liu[18]）：假定 ξ_1，ξ_2，⋯，ξ_n 为独立不确定变量，其不确定性分布分别为 Φ_1，Φ_2，⋯，Φ_n，R 为严格递增函数。若当且仅当 $R(\xi_1, \xi_2, \cdots, \xi_n) \geqslant 0$ 时系统可以运行，则可靠性指数为

$$Reliability = \alpha \tag{32.6}$$

式中：α 为下式的根：

$$R\left(\Phi_1^{-1}(1-\alpha), \Phi_2^{-1}(1-\alpha), \cdots, \Phi_n^{-1}(1-\alpha)\right) = 0$$

定理 32.7（Liu[18]）：假定 ξ_1，ξ_2，⋯，ξ_n 为独立不确定变量，其不确定性分布分别为 Φ_1，Φ_2，⋯，Φ_n，R 为严格递减函数。若当且仅当 $R(\xi_1, \xi_2, \cdots, \xi_n) \geqslant 0$ 时系统可以运行，则可靠性指数为

$$Reliability = \alpha \tag{32.7}$$

式中：α 为下式的根：

$$R\left(\Phi_1^{-1}(\alpha), \Phi_2^{-1}(\alpha), \cdots, \Phi_n^{-1}(\alpha)\right) = 0 \tag{32.8}$$

定理 32.8（Liu[18]）：假定 ξ_1，ξ_2，⋯，ξ_n 为独立不确定变量，其不确定性分布分别为 Φ_1，Φ_2，⋯，Φ_n，函数 $R(x_1, x_2, \cdots, x_n)$ 为 x_1，x_2,⋯，x_m 的严格递增函数，为 x_{m+1}，x_{m+2},⋯，x_n 的严格递减函数，若当且仅当 $R(\xi_1, \xi_2, \cdots, \xi_n) \geqslant 0$ 时系统可

以运行，则可靠性指数为

$$Reliability=\alpha \tag{32.9}$$

式中 α 为下式的根：

$$R\left(\Phi_1^{-1}(1-\alpha), \cdots, \Phi_m^{-1}(1-\alpha), \Phi_{m+1}^{-1}(\alpha), \cdots, \Phi_n^{-1}(\alpha)\right)=0 \tag{32.10}$$

32.3 结构可靠性 Structural Reliability

结构可靠性指数定义为抗力大于载荷时的不确定测度。根据定义，结构可靠性指数由抗力和载荷确定。如果任意一根杆失效，则认为结构失效。结构可靠性指数的一些基本公理介绍如下[20]。

假定结构包含不确定变量 ξ_1，ξ_2，…，ξ_n，当且仅当 $R(\xi_1, \xi_2, \cdots, \xi_n) \geqslant 0$ 时系统可以运行，其中 R 为结构的功能函数，ξ_1，ξ_2，…，ξ_n 为结构的基本变量，可以为不同的载荷效应、材料参数和几何参数等。

定理 32.9：结构如图 32.1 所示。物体的重力是不确定变量，其分布为 ψ。各杆的抗力为 β_1，β_2，…，β_n，其分布分别为 Φ_1，Φ_2，…，Φ_n。结构的抗力为 ν。则可靠性指数为

$$\alpha \wedge \alpha_1 \wedge \alpha_2 \wedge \cdots \wedge \alpha_n$$

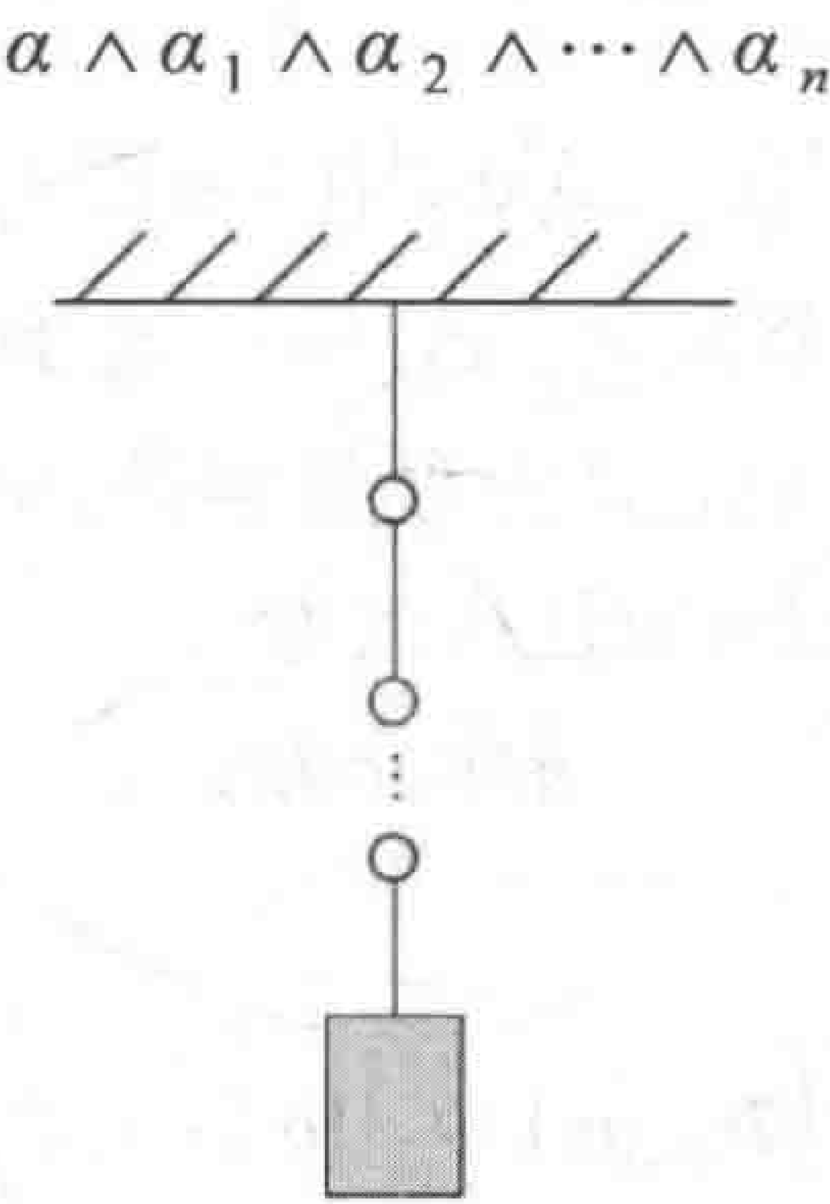


图 32.1　串行系统

式中 α_1，α_2，…，α_n 为下式的根：

$$\begin{aligned}&\Phi_1^{-1}(\alpha_1)=\Psi^{-1}(1-\alpha_1)\\&\Phi_2^{-1}(\alpha_2)=\Psi^{-1}(1-\alpha_2)\\&\vdots\\&\Phi_n^{-1}(\alpha_n)=\Psi^{-1}(1-\alpha_n)\end{aligned} \tag{32.11}$$

证明：结构 β 的抗力为 $\beta_1 \wedge \beta_2 \wedge \cdots \wedge \beta_n$，各杆的载荷为 v。因而该结构的功能函数可表达为

$$R(\beta_1,\beta_2,\cdots,\beta_n,v)=\beta_1 \wedge \beta_2 \wedge \cdots \wedge \beta_n v \tag{32.12}$$

当且仅当 $R \geqslant 0$ 时系统可以运行。则可靠性指数 α 为下式的根：

$$\Phi_1^{-1}(1-\alpha) \wedge \Phi_2^{-1}(1-\alpha) \wedge \cdots \wedge \Phi_n^{-1}(1-\alpha)=\Psi^{-1}(\alpha) \tag{32.13}$$

令 α_i 为 $\Phi_i^{-1}(1-\alpha)=\Psi^{-1}(\alpha)$ 的根，i 分别为 1, 2, …, n。则结构的可靠性指数必定为某一根杆的可靠性指数。

这意味着存在 i，$1 \leqslant i \leqslant n$，满足 $\alpha=\alpha_i$，即 $\Phi_i^{-1}(1-\alpha)=\Psi^{-1}(\alpha)$。根据分布函数的特性，$\Phi^{-1}$ 和 ψ^{-1} 均为递增函数。杆的可靠性指数中最小者即为可靠性指数 α，即 $\alpha \wedge \alpha_1 \wedge \alpha_2 \wedge \cdots \wedge \alpha_n$。

显然采用上述串行结构定理无法满足分析要求，还必须符合另外一种结构的要求，即并行结构。并行结构与串行结构不同，需针对现有结构和其他方面进行更多分析。

定理 32.10：结构如图 32.2 所示。在塑性阶段，所有杆均保持正常。

物体的重力为不确定变量 v，其分布为 ψ。杆的抗力为 β_1，β_2，…，β_n，其分布分别为 Φ_1，Φ_2，…，Φ_n。结构的抗力为 β。系统的可靠性指数 α 为下式的根：

$$\sum_{i=1}^{n}\Phi_i^{-1}(\alpha)-\Psi^{-1}(1-\alpha)=0 \tag{32.14}$$

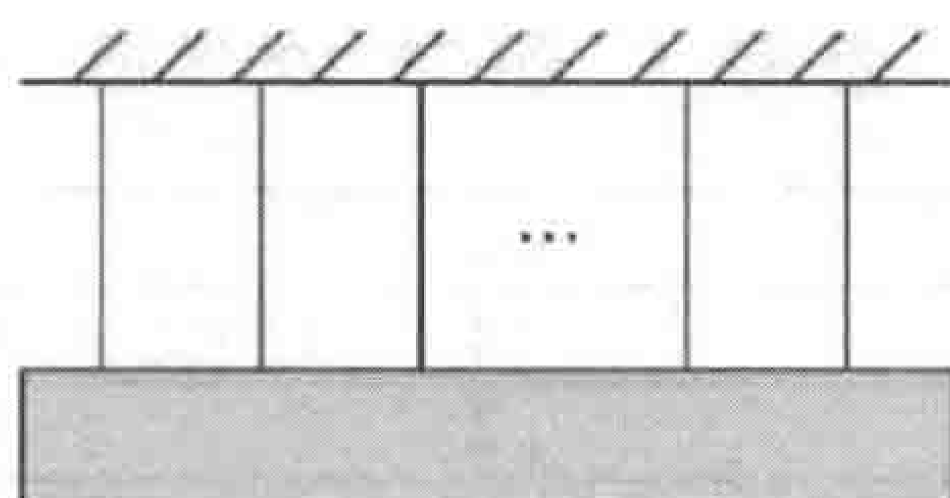


图 32.2　并行系统

证明：杆的材料处于塑性阶段意味着应变和应力不再为线性，导致应力分析无法得到杆的应力分布和可靠性。当一根杆达到极限载荷时，其应变不会随应力的增加而增加。因而该结构的极限状态为所有杆均达到极限状态。 由于杆的抗力为 β_1，β_2，…，β_n，系统的总抗力为 $\beta_1+\beta_2+\cdots+\beta_n$，则系统的功能函数为

$$R=\sum_{i=1}^{n}\beta_i-v<0 \tag{32.15}$$

当且仅当 $R\leqslant 0$ 时系统可以运行。系统的可靠性指数 α 可表达为下式的根：

$$\sum_{i=1}^{n}\Phi_i^{-1}(\alpha)-\Psi^{-1}(1-\alpha)=0 \tag{32.16}$$

32.4 数值实例 Numerical Examples

结构设计基于结构的极限状态。结构极限状态可定义为：如果整个结构或部分结构达到特定状态后，结构将无法满足特定功能的设计规范要求，则此特定状态就称为极限状态 [1]。结构设计必须关注所有相关极限状态，确保结构有足够的安全性、耐久性和适用性。

对于确定性结构系统，采用确定性结构力学工具就足以分析结构的应力状态。但实际上确定性结构的应力或抗力并非如想象的那样为确定性，必须对不确定性予以考虑和评估。

例 32.1：空间结构

空间结构如图 32.3 所示。所有连接点均为铰接。正方形网格的边长为 5m，高度为 2.5m。杆的刚度 $EA=10^5$kN。系统的外部作用力为不确定作用力 v，方向垂直向下，其分布为 Φ。杆的抗力为 β_1，β_2，…，β_9，其分布分别为 ψ_1，ψ_2，…，ψ_9。结构的抗力为 β。为论述方便，假定分布 ψ 为线性不确定性分布 $L(a_i,b_i),i=1,2,\cdots,9$，$\Phi$ 为线性不确定性分布 $L(a_0,b_0)$，a_i，b_i 的数据如表 32.1 所示。

表 32.1 例 32.1的数据

i	a_i	b_i
0	2	7
1,2,3,4	2	5
5,6,7,8	2	6
9	6	9

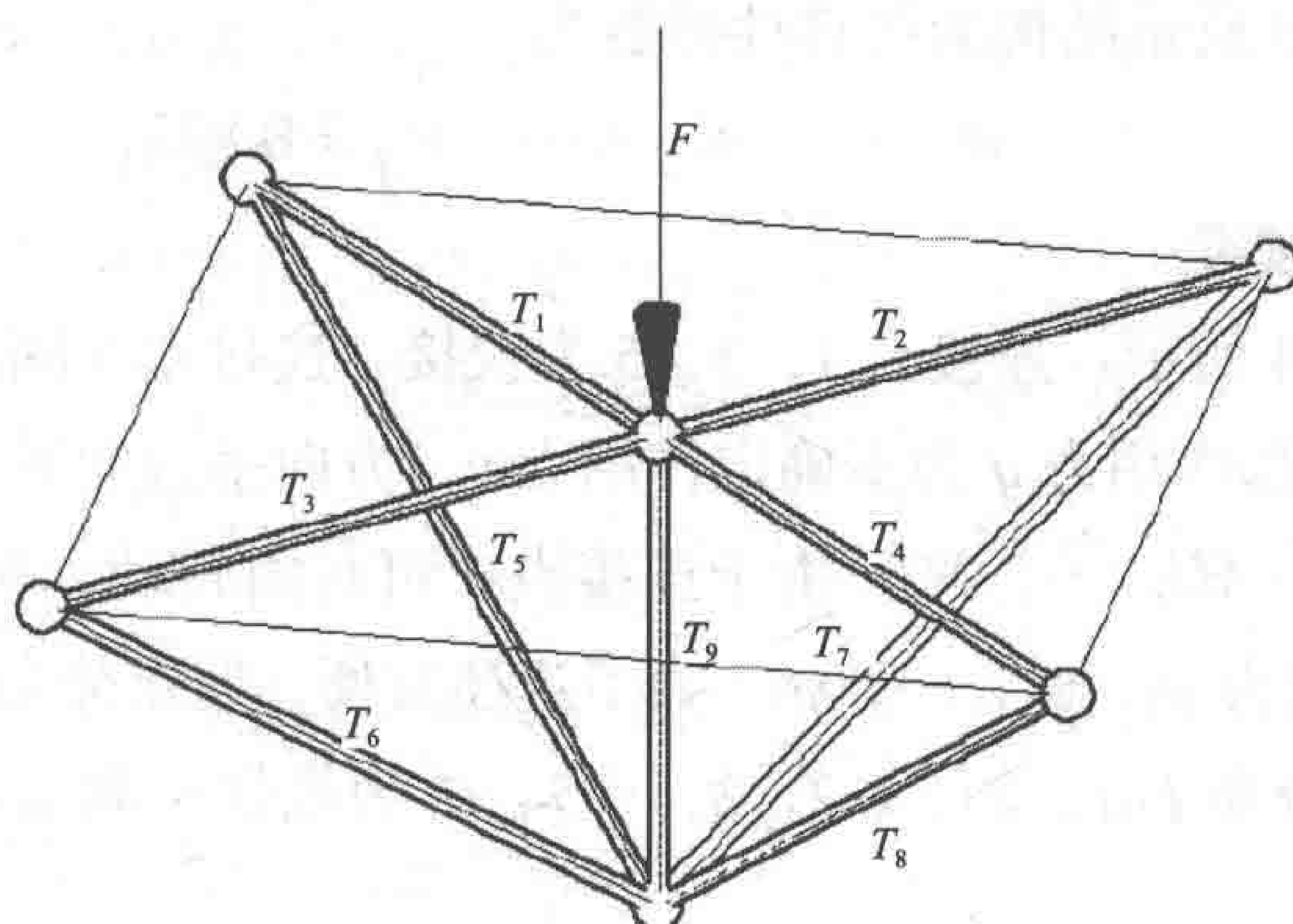


图 32.3　空间结构的典型单元

在网格结构和网状壳结构中，此类结构被广泛用作单个单元。

对 i 层施加内部作用力，施加时间为 T_i，根据结构力学可以得到

$$\begin{cases} T_1 = T_2 = T_3 = T_4 = -0.35374v \\ T_5 = T_6 = T_7 = T_8 = 0.433v \\ T_9 = v \end{cases} \tag{32.17}$$

可表达为 $T_i = t_i \cdot v, i=1,2,\cdots,9$。杆的失效模式为 $\beta_i - T_i \leqslant 0$，杆的可靠性为下式的根：

$$\Psi_i^{-1}(1-a) = t_i \Phi^{-1}(\alpha_i) \tag{32.18}$$

根据定理 32.9 得到

$$\alpha = \alpha_1 \wedge \alpha_2 \wedge \cdots \wedge \alpha_9 \tag{32.19}$$

根据线性分布的计算规则得到

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 \\ &= 0 \vee \frac{b_1 - 0.354a_0}{(b_1 - a_1) + 0.354(b_0 - a_0)} \wedge 1 \\ &= 0.900 \\ \alpha_5 &= \alpha_6 = \alpha_7 = \alpha_8 \\ &= 0 \vee \frac{b_6 - 0.433a_0}{(b_6 - a_6) + 0.433(b_0 - a_0)} \wedge 1 \\ &= 0.833 \\ \alpha_9 &= 0 \vee \frac{b_9 - a_0}{(b_9 - a_9) + (b_0 - a_0)} \wedge 1 \\ &= 0.875 \end{aligned} \tag{32.20}$$

因而如图 32.3 所示结构的可靠性指数为

$$\alpha=\alpha_1\wedge\alpha_2\wedge\cdots\wedge\alpha_9=0.833$$

例 32. 2：连续梁

结构如图 32.4 所示。连接点 1，3，5 为铰接，连接点 7 固定。杆的长度如图所示，l = 2m。外部作用力 q 为不确定作用力 v，方向垂直向下，其分布为 Φ。连接点的弯矩为 M_1，M_2，…，M_7。由于连接点 1 可自由转动，所以 M_1=0。其他受限抗力的分布分别为 ψ_2，ψ_3，…，ψ_7。为了论述方便，假定分布 Ψ_i(i=2，3，…，7) 为线性不确定性分布 $L(a_i，b_i)$，i=2，3，…7，Φ 为线性不确定性分布 $L(a_0b_0)$，如表 32.2 所示。

表 32. 2　例 32. 2的数据

i	a_i	b_i
0	0	1
2,3	0.5	1
4,5	0	1
6,7	1	2

根据结构力学原理可知，处于相同方向载荷作用下的连续梁只会在各跨度内分别破损，而不是一起破损。因而该连续梁在各跨度内仅有三种不同极限状态。这个例子说明串行系统和并行系统组合在一起是如何运行的。对极限状态而言，在每个跨度内是并行系统，整体而言是串行系统。

在第一个跨度内，根据虚功原理可以得到

$$ql\Delta=M_3\frac{\Delta}{0.5l}+2M_2\frac{\Delta}{0.5l} \tag{32.21}$$

然后得到

$$R_1=2M_3+4M_2-ql^2\geqslant 0 \tag{32.22}$$

采用类似方法，在第二个和第三个跨度内：

$$\begin{aligned}R_2&=4M_3+8M_2+2M_5-ql^2\geqslant 0\\R_3&=\frac{8}{9}M_5+\frac{16}{9}M_6+\frac{8}{9}M_7-ql^2\geqslant 0\end{aligned} \tag{32.23}$$

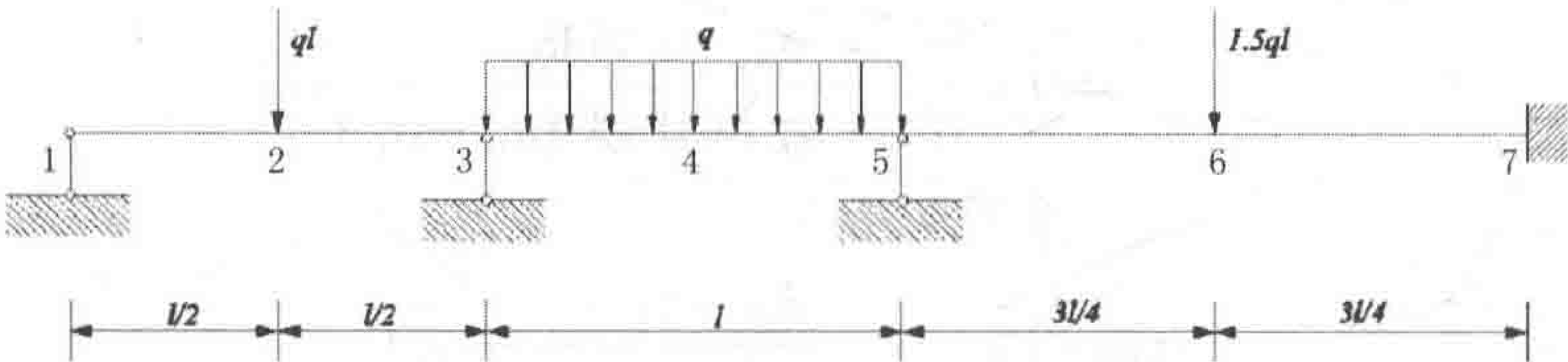


图 32.4　连续梁

然后根据定理 32.9 和 32.10，跨度的可靠性为 $\alpha=\alpha_1\wedge\alpha_2\wedge\alpha_3$，式中 α_1，α_2 和 α_3 分别为下式的根：

$$\begin{aligned}
&4\Psi_2^{-1}(1-\alpha_1)+2\Psi_3^{-1}(1-\alpha_1)-\Phi^{-1}(\alpha_1)=0\\
&4\Psi_3^{-1}(1-\alpha_2)+8\Psi_4^{-1}(1-\alpha_2)+2\Psi_5^{-1}(1-\alpha_2)-\Phi^{-1}(\alpha_2)=0\\
&\frac{8}{9}\Psi_5^{-1}(1-\alpha_3)+\frac{16}{9}\Psi_6^{-1}(1-\alpha_3)+\frac{8}{9}\Psi_7^{-1}(1-\alpha_3)-\Phi^{-1}(\alpha_3)=0
\end{aligned}\tag{32.24}$$

根据不确定变量的运算定理可以得到

$$\alpha_1=\frac{6b_2-4\alpha_0}{6(b_2-a_2)+4(b_0-a_0)}=0.8571$$

$$\alpha_2=\frac{4b_3+8b_4+4b_5-4a_0}{4(b_3-a_3)+8(b_4-a_4)+4(b_5-a_5)+4(b_0-a_0)}=0.8889$$

同样 α_3=0.8235。

因而图 32.4 所示结构的可靠性为

$$\alpha=\alpha_1\wedge\alpha_2\wedge\alpha_3=0.8235$$

然后易于得出结论：第三个跨度风险最大。

32.5 结论 Conclusion

结构可靠性理论被广泛应用于许多领域，例如建筑设计和机械工程。本章将结构的抗力和载荷定义为不确定变量，在抗力大于载荷情况下将可靠性指数定义为事件的不确定测度。

32.6 参考文献 Reference

[1] Freudethal A. Safety of structures. Transactions ASCE, 1947.

[2] Zadeh L. Fuzzy set. Information and Control, 1965, 8: 338–353.

[3] Brown C. Fuzzy safety measure. Journal of the Engineering Mechanics Division–ASCE, 1979, 105: 855– 872.

[4] Fabio B, Franco B, Pier G. Fuzzy reliability analysis of concrete structures. Computers & Structures, 2004, 82: 1033–1052.

[5] Marano G, Quaranta G. A new possibilisitic reliability index definition. Acta Mechanica, 2010, 210: 291–303.

[6] Adduri PR, Penmetsa RC. System reliability analysis for mixed uncertain variables. Structural Safety, 2009, 31: 375C382.

[7] Yao, Kawamura. On structural reliability. Journal of Temporal Design in Architecture and the Environment, 2001, 1:1–4.

[8] Kala Z. Fuzzy probabilistic analysis of steel structure focused on reliability design concept of eurocodes. Nonlinear Analysis Modelling and Control, 2007, 12(3): 371–382.

[9] Marano GC, Quaranta G, Mezzina M. Fuzzy time–dependent reliability analysis of RC beams subject to pitting corrosion. Journal of Meterials in Civil Engineering, 2008, 20(9): 578–587.

[10] Samuel da Silva, Milton Dias Junior, et al. Structural damage detection by fuzzy clustering. Mechanical Systems and Signal Processing, 2008, 22: 1636C1649.

[11] Chandrashekhar M, Ganguli R. Uncertainty handling in struc–

tural damage detection using fuzzy logic and probabilistic simulation. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23:384C404.

[12] Graf W, Jenkel C, Pannier S, Sickert J U, Steinigen F. Numerical structural monitoring with the uncertainty model fuzzy randomness. International Journal of Reliability and Safety, 2009,3(1.–3): 218–234.

[13] Ramezanianpour A, Shahhosseini V, Moodi F. A fuzzy expert system for diagnosis assessment of reinforced concrete bridge decks. Computers and Concrete, 2009, 6(4):281–303.

[14] Liu B. Uncertainty theory, second edition. Berlin: Springe–Verlag, 2007.

[15] Liu B. Some research problems in uncertainty theory. Journal of Uncertain Systems, 2009, 3(1.): 3–10.

[16] Liu B.Uncertainty Theory: A Branch of Mathematics for Modeling Human Uncertainty, Springer–Verlag, Berlin, 2010.

[17] Peng Z, Iwamura K. A Sufficient and Necessary Condition of Uncertainty Distribution, Journal of Interdisciplinary Mathematics, to be published.

[18] Liu B. Uncertain risk analysis and uncertain reliability analysis. Journal of Uncertain Systems, 2010, 4(3): 163–170.

[19] Zhuo Wang. Structural Reliability Analysis using Uncertainty Theory. Proceedings of the First International Conference on Uncertainty Theory, Urumchi, China, August 11–19, 2010, pp. 166– 170.

[20] Yi Miao, Uncertain Structural Reliability Analysis, Proceedings of the Twelfth International Conference on Information and Management Sciences, Kunming, China, August 3–9, 2013, pp. 230–234.

第 33 章　随机变量和不确定分析

Random Variable and Uncertainty Analysis

33.1 简介 Introduction

严格而言，工程结构的所有变量在一定程度上都是随机的。结构可靠性分析需对结构工程设计、检查、维护和决策中的随机变量和不确定性进行合理处理。

本章将介绍随机变量的基本统计学描述，这是可靠性分析的基础。还将论述不确定性的度量，并在不确定性分析中使用了船舶结构的荷载和承载力。更多信息可参考 Ang 和 Tang（1975）、Benjamin 和 Cornell（1970）、Thoft-Christensen 和 Baker（1982）、Mansour（1997）以及 Melchers（1999）。

33.2 随机变量 Random Variables

33.2.1 概述 General

海洋结构会受到随机荷载的作用，例如波浪、海流和风。精确确定这些荷载是不可能的，例如作用于结构的下一个波浪的高度和方向。同样，这些作用的结构响应也无法准确预测。

随机变量可用于说明基本变量的不确定性，例如外部荷载的空间和时间变化、材料特性及尺寸等。在实践中，这些变量是工程师和分析人员在结构分析和设计时使用最多的基本量。例如钢的屈服强度可以作为结构可靠性分析的基本随机变量。应该指出的是通常无法获取足够的统计数据来对结构的载荷和强度变化进行建模。需要时分析人员应能综合这些复杂的信息。

33.2.2　统计学描述
Statistical Descriptions

随机变量 X 是在样本空间定义的一个真实函数。对于每一个实数 x 都存在一个概率 $P[X \leqslant x]$。随机变量 X 的实现 x 是随机现象 X 的结果。在本节中，随机变量以大写字母表示，其实现以对应的小写字母表示。

一个随机变量由其概率密度函数 $p(x)$ 和累积分布函数 $F_X(x)=P[X \leqslant x]$ 表示。随机变量一般通过统计描述予以说明，即平均值（或期望值）和方差（或标准偏差），可定义如下：

n 阶矩

$$\mu_n=E[X^n], \qquad n=1,2,3,\cdots \tag{33.1}$$

n 阶中心矩

$$\varsigma_n=E\left[(X-\mu)^n\right] \tag{33.2}$$

式中：

μ_1 为 X 的平均值（或期望值）；

$\varsigma_2=\mathrm{Var}\left[X\right]$ 为 X 的方差；

$\sigma_X=\sqrt{\varsigma_2}$ 为 X 的标准偏差。

平均值是概率密度函数的重心。标准偏差是平均值离散度的度量。变化系数（Cov）是随机变量 X 不确定性的度量。

中心矩的无量纲值可定义如下：

方差系数

$$Cov=\frac{\sqrt{\varsigma}}{\mu_1} \tag{33.3}$$

偏度

$$\gamma_1=\frac{\varsigma_3}{\varsigma_2^{3/2}} \tag{33.4}$$

峰度

$$\gamma_2=\frac{\varsigma_4}{\varsigma_2^{2}} \tag{33.5}$$

33.2.3 概率分布

Probabilistic Distributions

一个随机变量可由其累积分布函数表达。一些分布模型非常适用于海洋结构的随机性和可靠性分析。这些模型包括正态分布、对数正态分布、Rayleigh 分布和 Weibull 分布，详见下文。Melchers（1999）也定义了一些其他类型的分布函数，例如 Poison、gamma、Beta 以及极限值分布类型Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ等。

1. 正态（或高斯）分布

正态分布的概率密度函数及其累积分布函数可定义为

$$p(x)=\frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_X}}\exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{x-\mu_X}{\sigma_X}\right)\right],\quad 当 -\infty \leqslant x \leqslant \infty 时 \tag{33.6}$$

$$F(x)=\frac{1}{\sqrt{2\pi\int_{-\infty}^{S}\exp\left(-\frac{1}{2}v^2\right)\mathrm{d}v}},\quad 当 -\infty \leqslant x \leqslant \infty 时 \tag{33.7}$$

式中：

当 $\mu_X=0$，$\sigma_X=1$ 时，$s=(x-m_X)/\sigma_x$ 称为标准正态分布。

2. 对数正态分布

对数正态分布的概率密度函数及其累积分布函数可定义为

$$p(x)=\frac{1}{\sqrt{2\pi x\sigma_{\ln X}}}\exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\ln(x)-\mu_{\ln X}}{\sigma_{\ln X}}\right)^2\right],\quad 当 x \geqslant 0 时 \tag{33.8}$$

$$F_X(x)=\Phi\left(\frac{\ln(x)-\mu_{\ln X}}{\sigma_{\ln X}}\right),\quad 当 x \geqslant 0 时 \tag{33.9}$$

式中平均值和标准偏差可由下式得出

$$\mu_X=\exp\left(\mu_{\ln X}+\frac{\sigma_{\ln X}^2}{2}\right) \tag{33.10}$$

$$\sigma_X=\sqrt{\mu_X^2\left[\exp\left(\sigma_{\ln X}^2\right)-1\right]} \tag{33.11}$$

3. Rayleigh 分布

Rayleigh 分布可定义为

$$p(x)=\frac{(x-u)}{\alpha^2}\exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{x-u}{\alpha}\right)^2\right],\quad 当 x \geqslant u 时 \tag{33.12}$$

$$F_X(x)=1-\exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{x-u}{\alpha}\right)^2\right],\quad 当 x \geqslant u 时 \tag{33.13}$$

式中：

u 为位置参数；

α 为尺度参数。

平均值和标准偏差可由下式得出：

$$\mu_X=u+\alpha\sqrt{\frac{\pi}{2}} \tag{33.14}$$

$$\sigma_X=\alpha\sqrt{\frac{4-\pi}{2}} \tag{33.15}$$

4. Weibull 分布

Weibull 分布可定义为

$$p(x)=\frac{(x-u)^{\lambda-1}}{\alpha^{\lambda}}\lambda\exp\left[-\left(\frac{x-u}{\alpha}\right)^{\lambda}\right],\quad 当 x \geqslant u 时 \tag{33.16}$$

$$F_X(x)=1-\exp\left[-\left(\frac{x-u}{\alpha}\right)^{\lambda}\right],\quad 当 x \geqslant u 时 \tag{33.17}$$

式中：

u 为位置参数；

α 为尺度参数；

λ 为形状参数。

Weibull 分布的平均值和标准偏差可定义为

$$\mu_X=u+\alpha\Gamma\left(1+\frac{1}{\lambda}\right) \tag{33.18}$$

$$\sigma_X = \alpha\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{\lambda}\right)-\Gamma^2\left(1+\frac{1}{\lambda}\right)} \tag{33.19}$$

33.3 不确定性分析
Uncertainty Analysis

33.3.1 不确定性分类
Uncertainty Classification

可靠性分析时可将不确定性分为：

- 固有不确定性；
- 测量不确定性；
- 统计不确定性；
- 模型不确定性。

1. 固有不确定性

固有不确定性也称为基本不确定性或物理不确定性。它是量的自然随机性，例如风和波浪加载的可变性。不确定性来源不会因为信息的增加而减少。此类不确定性是由物理波浪和风过程或人为过程中固有的自然可变性所致。例如，特定有效波高和周期海况的波高可变性基本上是随机的。出现波高为 H_s 和周期为 T_s 的海况也是随机的。人为随机现象的例子是作用于结构的功能性荷载和结构抗力。与自然过程相反，人为过程受人为干扰、人类活动的质量保证 / 质量控制以及装配式结构自身的影响。

2. 测量不确定性

测量不确定性是在使用仪器进行观测时由仪器缺陷和样本扰动所导致。这种不确定性来源可以随信息的增加而减少。

3. 统计不确定性

统计不确定性由信息有限所致，例如对特定量的观测次数有限，获取更多信息可减小这种不确定性。

与数据有限相关的统计不确定性可由所采用的统计方法予以表达。需获取必要数据用于选择合适的概率分布类型并确定其参数值。在实践中为了选取分布类型并可靠地估算其参数值需要大量样本。因而对于特定数据集，分布参数本身可视为随机变量，其不确定性取决于样本数据的量以及以前的经验知识。

4. 模型不确定性

模型不确定性是由荷载和抗力的物理模型公式以及所选择用于表达不确定性的概率分布类型不完善和理想化所产生的。

除了极少数例外情况，即使主要输入量已知，要精确预测加载所致典型结构响应的大小也极为困难。换言之，除了由基本加载和强度变量产生的不确定性，结构响应本身还包含一部分不确定性。这种额外不确定性来源称为模型不确定性，是因简化假设、未知边界条件以及模型未包含的其他变量及其相互作用的未知影响等所致。

通过与其他更为精确的方法、试验结果以及使用经验等进行比较可以对模型不确定性予以估算。假定 X_{true} 为运行中或实验室试验中观测到的真实值，X_{pred} 为预测值，则模型的不确定性 B 可定义为

$$B = \frac{X_{true}}{X_{pred}} \tag{33.20}$$

根据大量观察值及相应的预测值可以得到 B 的概率特性。平均值不等于 1.0 说明模型存在偏差。标准偏差说明模型预测的可变性。很多情况下模型不确定性对结构可靠性的影响非常大，因而不可忽略。

33.3.2　不确定性建模
Uncertainty Modeling

如果根据经验或敏感性研究认为变量的不确定性较为重要，则该变量可用随机变量予以表达。通过对单个变量的可用观测值进行统计分析能够确定相应的概率分布，可以提供平均值、标准偏差以及与其他变量的相关性等信息，有些情况下还能提供分布类型信息，如本章 33.2 节所述。有时变量之间存在相关性，例如用于描述 Weibull 长期应力分布的两个参数。

33.3.3 分布函数的选择 Selection of Distribution Functions

通过标准分布类型及一些分布参数给出随机变量的概率分布函数最为简便。对有些量的可用观测值进行回归处理通常无法提供足够的信息用于说明不确定量的分布类型，因而必须选择其分布类型。可靠性分析的结果对概率分布的尾部非常敏感，所以正确选择分布类型至关重要。平均值和标准差通常可通过得到认可的数据源获取。

当没有详细信息可用时，一般采用正态分布或对数正态分布。对数分布用于描述荷载变量，而正态分布则用于描述抗力变量。但已知不会取负值的变量通常采用对数正态分布而不是正态分布。

可通过以下步骤确定分布类型并估算相关分布参数：

（1）基于相似问题的经验、物理知识或分析结果选择可能的分布集。

（2）通过对不确定量的可用观测值进行统计分析来估算出这些分布的参数。回归法可基于：

●矩估计量；

●最小二乘拟合法；

●最大似然法；

●对绘制在概率纸上的数据进行目视检查。

（3）如果存在几种可能选择，则可通过以下方法来决定是否使用所选的分布函数：

●通过绘制在概率纸上的数据进行目视检查或对矩进行比较；

●统计试验，例如卡方检验；

●极值分布的渐进性。

（4）如果两种分布对数据观测值均拟合良好，建议选择尾部拟合更好的分布，尤其是载荷变量。

当采用上述方法选择分布时，将这些选择及选择步骤都完整记录下来是非常重要的。

33.4 船舶结构设计中的不确定性 Uncertainty in Ship Structural Design

33.4.1 概述 General

采用合理方法对任何结构进行设计时都应考虑到由施加于结构的外部作用以及结构单元的强度和响应特性等产生的不确定性。这些不同的不确定性可通过将概率概念引入结构设计程序予以考虑。

St. Denis 和 Pierson 将这些概念引入船舶结构设计中，用于确定在真实随机波浪中作业所产生的船舶运动和结构载荷等，同时还对结构概率设计进行了研究。

Freudentha 提供了工程结构安全设计中概率方法的基本应用，随后给出针对海洋结构的应用。其他研究人员，包括 Mansour （1972, 1997）、Mansour 和 Faulkner （1973）以及 Stiansen 等（1980），也考虑了将结构可靠性理论应用到船舶的问题。Nikolaidis 等（1991, 1993）对海洋结构应力分析中的不确定性进行了估算，而且提出用于评估船舶结构可靠性的方法。

纵向强度分析主要基于弹性梁理论，其重点是最大预期载荷（弯矩）和最小强度，可提供针对未知失效的安全系数。如果明确定义了载荷（要求）和强度（承载力）的概率分布，就可以计算出失效概率。本节旨在论述载荷（要求）和强度（承载力）的不确定性。

33.4.2 船舶荷载的不确定性 Uncertainties in Loads Acting on Ships

考虑到船体纵向弯曲，作用在船舶上的主要载荷可概述如下：

●静水中重量和浮力不均匀分布所导致的静水弯矩；

●遇到较长波浪时产生的准静态弯矩；

●波浪冲击或高频波浪力导致的动态弯矩；

●不均匀温度梯度产生的热载荷。

上面未提及的其他载荷，包括液体货物、机械或螺旋桨产生的内部载荷、碰撞搁浅载荷、进坞载荷、空气动力载荷以及冰载荷等。

1. 准静态波浪弯矩

因为产生此类弯矩的波浪只能进行统计描述，所以准静态波浪弯矩可采用概率方法计算。一种特定海况可通过其方向谱予以完整描述，方向谱定义了波浪分量的频率和方向。

不确定性由以下原因产生：

●波浪谱方向特征的可变性，只有有限的可用数据；

●两个风暴或波浪和涌浪的组合影响；

●对于给定的有效波高，谱形状具有可变性。

参见第 1 篇第 3 章，通过线性叠加计算得到的响应幅值算子（RAO）可以对短期响应进行统计学计算，响应幅值算子是船舶对特定频率单位正弦波的响应幅值。计算响应幅值算子时的不确定性是由假定对波高的响应为线性、片条理论的不精确性以及运动中重量分布变化的影响等所导致的。此外在响应统计上也存在不确定性。使用简单 Rayleigh 分布会导致在恶劣海况下估值过高的偏差。

船舶操作也可能增加波浪弯矩的不确定性，包括：

●货物分布及其产生的吃水；

●船舶航向；

●船舶速度。

2. 静水弯矩

如果货物和其他重量的分布已知，计算静水弯矩就比较容易。但每次航行的静水弯矩均不相同，并且很少予以记录，因而可用的统计数据很少。根据新船的设计计算可以对弯矩进行估算。

3. 载荷组合

上述载荷之间存在相关性。例如较大的动态载荷通常发生在恶劣海况下，此时也会出现较大的低频载荷。但高温影响一般在平静晴朗的天气发生，此时波浪导致的载荷相对较小。将准静态载荷和高频波浪载荷结合起来是比较困难的。

33.4.3 船舶结构承载力的不确定性 Uncertainties in Ship Structural Capacity

考虑结构失效时，需要对所有可能的失效模式进行单独分析，例如：

●拉伸失效；

●屈曲和破坏；

●脆性断裂；

●疲劳。

屈曲和破坏都很重要，因为屈曲失效模式的强度要远低于拉伸失效模式的强度。通过提高材料韧性可以控制脆性断裂失效，通过构件设计、工艺及使用止裂器等可以实现“可靠”设计。尽管疲劳裂纹通常不会导致船体梁整体失效，但疲劳失效仍然是一个重要问题。

最终失效十分复杂，因为结构的不同部分会逐渐出现屈曲，并且出现第一个屈曲时通常不会导致失效。载荷会不断地从屈曲区域传递至其他仍然有效的区域。

客观不确定性是可度量的，包括：

●船体的主要尺寸；

●材料特性，包括屈服强度、极限强度和杨氏模量；

●材料厚度和形状尺寸的变化；

●制造缺陷，包括制造公差、焊接质量、校正和焊缝残余应力等；

●涉及“时变强度”的腐蚀、磨损和疲劳裂纹。

应指出的是上述所有不确定性均涉及所用材料或船舶建造方法的物理不确定性。计算结构响应的方法也会产生不确定性，包括边界条件的影响以及材料和结构物理特性的可变性。

主观不确定性需要予以判断，包括（Mansour 和 Faulkner, 1974）：

●剪滞效应和其他剪切效应（可忽略）；

●主要不连续部位、开口和上部结构等；

●扭转翘曲和畸变翘曲；

●泊松比的影响，尤其是在横舱壁和隔板处；

●变形和 / 或非弹性导致刚度变化而引起的应力再分布；

●整体板格压缩非线性、有效宽度、非弹性、残余应力和抖落影响（可忽略）。

上面未提及的其他主观不确定性包括整体板格在承载极限强度后的残余强

度，可显著影响极限强度及其可变性。

33.5 参考文献 References

[1] Ang, A.H.-S and Tang, W. (1975, 1984), Probability Concepts in Engineering Planning and Design, Volume I & II, John Wiley and Sons, New York.

[2] Benjamin, J. and Allin Cornell, C., (1970), Probability, Statistics and Decision for Civil Engineers, McGraw-Hill, Inc.

[3] Mansour, A.E. (1972), Probiblastic Design Concept in Ship Structural Safety and Reliability, Trans. SNAME, Vol. 80, pp. 64-97.

[4] Mansour, A and Faulkner, D. (1973), On Applying the Statistical Approach to Extreme Sea Loads and Ship Hull Strength, RINA Trans., Vol. 115, pp. 277-313.

[5] Mansour, A. E., et al (1997), Assessment of Reliability of Ship Structures, SSC-398. Ship Structures Committee.

[6] Melchers, R.E. (1999), Structural Reliability Analysis and Prediction, 2nd Edition, John Wiley & Sons Ltd.

[7] Nikolaidis, E. and Kaplan, P., (1991), Uncertainties in Stress Analysis on Marine Structures, Ship Structure Committee Report SSC-363.

[8] Nikolaidis, E. and Hughes, O.F., Ayyub, B.M., and White, G.J. (1993), A Methodology for Reliability Assessment of Ship Structures, Ship Structures Symposium 93. SSC/SNAME, Arlington, VA, pp H1-H10.

[9] Stiansen, S.G., Mansour, A.E., Jan, H.Y. and Thayamballi, A. (1980), Reliability Methods in Ship Structures, J. of RINA.

[10] Thoft-Christensen, P. and Baker, M.J., (1982), Structural Reliability, Theory and its Applications, Springer-Verlag.

第 34 章　船舶结构可靠性

Reliability of Ship Structures

34.1 概述 General

自从研究人员将概率方法应用于船舶结构设计以来（Mansour, 1972, Mansour 和 Faulkner, 1973），该领域已经取得了巨大成就。较早应用到船舶结构的可靠性方法主要关注在波浪弯矩作用下船体梁的整体可靠性（Mansour, 1974, Stiansen 等，1980, White 和 Ayyub, 1985, Guedes Soares, 1996）。近年来，采用二阶矩法将可靠性方法用于整体板格极限强度的研究工作非常有效（Nikolaidis 等，1993）。Casella 和 Rizzuto（1998）介绍了双壳油船的二级可靠性分析，Frieze 和 Lin（1991）对船舶纵向强度的可靠性进行了评估。但如何将这些方法和程序应用到体系分析中仍然需要进一步研究。

为了开发荷载效应统计模型，研究人员已经进行大量工作（例如 Guedes Soares 和 Moan, 1985, 1988, Ochi, 1978, Sikora 等，1983, Mansour, 1987）。近期研究包括荷载和荷载效应的不确定性（Nikolaidis 和 Kaplan, 1991）以及荷载和荷载组合的不确定性（Mansour 等，1993）。

作为开发海上油气的一种经济方法，浮式生产储卸装置在世界范围内都得到了使用。实际上许多浮式生产储卸装置所处位置的加载动态分量要小于无限制运行条件下的动态载荷。特定位置条件下浮式生产储卸装置船体梁的可靠性与无限制运行条件下油船船体梁的可靠性存在极大差别。因而为了制定合理的设计规范必须对浮式生产储卸装置船体梁的可靠性予以分析。

作为一种远洋货船，浮式生产储卸装置最大的灾难性事件是船体梁因极限弯矩而发生结构失效。在浮式生产储卸装置的运行寿命内，其船体梁主要承载静水弯矩和波浪弯矩的作用。前者由自重、货物或载重量所致，后者则由特定安装位置处的波浪作用产生。为了说明特定位置条件下的波浪弯矩需引入环境恶劣系数（ESFs）（ABS 2000）。因为静水弯矩和波浪弯矩的最大值不会同时出现，所以应该使用随机组合法来更合理地确定荷载组合的最大值，例如 Guedes Soares（1990）、Mansour（1994）和 Wang 等（1996）。

对逐步破坏失效进行可靠性评估时，极限状态函数非常复杂，可能只能采取

隐式表达。在能够解决此类问题的方法中，响应面法是一种有效方法，其极限状态函数可由取样点处的简单显式函数近似表达，例如 Bucher （1990）和 Liu 等，（1994）。

本章提出一种方法，用以对因腐蚀和疲劳导致结构退化的船体梁中部的极限强度进行时变可靠性评估。包括三个方面：①评估船体梁可靠性的闭式方程；②荷载效应和荷载组合；③时变可靠性。时变可靠性评估中所用的船体梁强度逐步破坏分析方法是经过修正的 Smith 方法（Smith, 1977）。修正是为了说明腐蚀缺陷和疲劳裂纹的影响。

34.2 船体梁可靠性的闭式方法
Closed Form Method for Hull Girder Reliability

对于航行状态下船体梁的垂直弯曲，极限状态函数可表达如下：

$$g(X_i)= M_u-(M_{SW}+M_{WV}) \tag{34.1}$$

式中：

M_u 为极限垂直弯矩；

M_{SW} 为航行状态下的静水弯矩；

M_{WV} 为中垂或中拱状态下的垂直波浪弯矩。

假定这些荷载和抗力变量符合正态分布并且变化系数 (*COV*) 相同，则基于 Cornell 安全指数法方程可以得到以下方程：

$$\beta=\frac{M_u-(M_{SW}+M_{WV})}{COV\sqrt{M_u^2+M_{SW}^2+M_{WV}^2}} \tag{34.2}$$

此外，考虑到随机变量建模时所用的假定，式（34.2）表明航行状态下安全指数与变化系数成反比。变化系数增加 50%，安全系数减少 35%。

Cornell 安全系数法也称为平均值一阶二次矩法（MVFOSM），可靠性指数 β 定义为极限状态函数的平均值除以其标准偏差。

不同失效模式的极限函数 g 和可靠性指数 β 包括：

1. **船体第一失效模式**

$$g = M_{\mathrm{u}} - \left[M_S + k_w\left(M_w + k_{\mathrm{d}} M_{\mathrm{d}}\right)\right] \tag{34.3}$$

$$\beta = \frac{\mu_g}{\sigma_g} \tag{34.4}$$

式中：

$$\mu_g = \mu_{M_{\mathrm{u}}} - \left[\mu_{M_{\mathrm{s}}} + k_{\mathrm{w}}\left(\mu_{M_{\mathrm{w}}} + k_{\mathrm{d}} M_{\mathrm{d}}\right)\right] \tag{34.5}$$

$$\sigma_g = \sqrt{\sigma_{M_{\mathrm{u}}}^2 + \sigma_{M_S}^2 + k_{\mathrm{w}}^2 \sigma_{M_{\mathrm{d}}}^2 + k_{\mathrm{w}}^2 k_{\mathrm{d}}^2 \sigma_{M_{\mathrm{d}}}^2 + 2\rho_{M_{\mathrm{w}} M_{\mathrm{d}}} k_{\mathrm{w}} k_{\mathrm{d}} \sigma_{M_{\mathrm{w}}} \sigma_{M_{\mathrm{d}}}} \tag{34.6}$$

式中：

M_{u} 为极限强度；

M_{s} 为静水弯矩；

M_{w} 为波浪弯矩；

M_{d} 为动态弯矩；

k_{w} 为静水和波浪 / 动态弯矩的荷载组合系数；

k_{d} 为波浪和动态弯矩的荷载组合系数；

μ_i 为构件 i 的平均值；

σ_i 为构件 i 的标准偏差。

2. **第二和第三失效模式**

$$g = f_{\mathrm{u}} SM - \left[M_{\mathrm{S}} + k_{\mathrm{w}}(M_{\mathrm{w}} + k_{\mathrm{d}} M_{\mathrm{d}}\right] \tag{34.7}$$

$$\beta = \frac{\mu_g}{\sigma_g} \tag{34.8}$$

式中：

$$\mu_g = \mu_{\mathrm{u}} \mu_{M_{\mathrm{u}}} - \left[\mu_{M_{\mathrm{s}}} + k_{\mathrm{w}}\left(\mu_{M_{\mathrm{w}}} + k_{\mathrm{d}} M_{\mathrm{d}}\right)\right] \tag{34.9}$$

$$\sigma_g = \sqrt{(\sigma_{\mathrm{u}}^2 + \sigma_{SM}^2 + \sigma_{\mathrm{u}}^2 \mu_{SM}^2 + \mu_{\mathrm{u}}^2 \sigma_{SM}^2) + \sigma_{M_S}^2 + k_{\mathrm{W}}^2 \sigma_{M_{\mathrm{d}}}^2 + k_{\mathrm{W}}^2 k_{\mathrm{d}}^2 \sigma_{M_{\mathrm{d}}}^2 + 2\rho_{M_{\mathrm{w}} M_{\mathrm{d}}} k_{\mathrm{w}} k_{\mathrm{d}} \sigma_{M_{\mathrm{w}}} \sigma_{M_{\mathrm{d}}}} \tag{34.10}$$

式中：

SM为截面模量；

f_u 为极限应力；
M_s 为静水弯矩；
M_w 为波浪弯矩；
M_d 为动态弯矩；
k_w 为静水和波浪 / 动态弯矩的荷载组合系数；
k_d 为波浪和动态弯矩的荷载组合系数；
μ_i 为构件 i 的平均值；
σ_i 为构件 i 的标准偏差。

34.3 荷载效应和荷载组合 Load Effects and Load Combination

以下章节基于 Sun 和 Bai （2001）并进行了一些修正。浮式生产储卸装置的船体梁主要受到静水弯矩和波浪弯矩的共同作用。静水弯矩（SWBM）由船舶自重、货物或载重量以及浮力作用所致。与远洋货船不同，加载模式和人类活动使浮式生产储卸装置的静水弯矩会更为频繁地从一种荷载条件变化为另一种荷载条件，从长远看应将其视为一种随机过程。

对浮式生产储卸装置而言，可在时域内用泊松矩形脉冲过程为静水弯矩建模。根据 Wang, Jiao 和 Moan （1996），中垂状态的累积分布可用 Raleigh 分布拟合，而中拱状态的累积分布可用指数分布拟合。

$$F_{M_s}(M_s)=1-\exp\left[-\ln(v_sT_0)\left(\frac{M_S}{M_{S,0}}\right)^2\right] \tag{34.11}$$

适用于中垂静水弯矩。

$$F_{M_s}(M_s)=1-\exp\left[-\ln(v_sT_0)\left(\frac{M_S}{M_{S,0}}\right)\right] \tag{34.12}$$

适用于中拱状态，式中 M_s 为单个荷载条件的静水弯矩，v_s 为一种荷载条件的平均到达率。设计寿命 T_0=20 年的规定最大静水弯矩 $M_{S,0}$ 为（IACS, 1995）：

$$M_{S,0}=\begin{cases}-0.065\,C_W L^2 B(C_B+0.7), & 中垂\\ C_W L^2 B(0.1225-0.015C_B), & 中拱\end{cases} \tag{34.13}$$

式中：

L、B 和 C_B 分别为船舶的长度、宽度和方形系数，C_W 为波浪系数，可由下式计算：

$$C_w=\begin{cases}10.75-((300-L)/100)^{3/2}, & 100<L\leqslant 300\\ 10.75, & 300<L\leqslant 350\\ 10.75-((L-350)/150)^{3/2}, & L>350\end{cases} \tag{34.14}$$

对于总共 v_sT 次重复，可采用极限理论得出最大单个静水弯矩的累积分布函数（CFD）：

$$F_{X_S}=\exp\left[-e^{-\alpha_s(X_s-\mu_s)}\right] \tag{34.15}$$

式中：

$X_S=M_S/M_{S,0}$，参数 α_s 和 μ_s 可由下式给出：

$$\mu_s=\sqrt{\frac{\ln(v_sT)}{\ln(v_sT_0)}},\quad \alpha_s=2\sqrt{\ln(v_sT_0)\ln(v_sT)},\quad 中垂$$

$$\mu_s=\frac{\ln(v_sT)}{\ln(v_sT_0)},\quad \alpha_s=\ln(v_sT_0),\quad 中拱$$

为了预测船体的垂直波浪弯矩，研究人员进行了大量工作，并针对无限制运行条件同时采用了线性方法和非线性方法。垂直波浪弯矩是一种自然随机过程，可通过短期或长期统计数据予以描述。长期垂直波浪弯矩需基于加权短期统计数据。一般认为长期垂直波浪弯矩可以作为泊松过程进行建模，通过 Weibull 分布能够较好地近似表达各垂直波浪弯矩的峰值 M_w：

$$F_{M_w}(M_w)=1-\exp\left[-\ln(v_2T_0)\left(\frac{M_w}{M_{w,0}}\right)^{h_w}\right] \tag{34.16}$$

式中：

v_w 为一个波浪周期的平均到达率；h_w 为形状参数，在 0.9~1.1 之间，代表值取 1 较为合理；

$M_{w,0}$ 为参考设计寿命 T_0 为 20 年的情况下垂直波浪弯矩的最大值。

$$M_{\mathrm{w},0}=\begin{cases}-0.11(ESF)_{\mathrm{s}}C_{\mathrm{w}}L^{2}B(C_{\mathrm{B}}+0.7), & \text{中垂}\\ 0.19(ESF)_{\mathrm{h}}C_{\mathrm{w}}L^{2}BC_{\mathrm{B}}, & \text{中拱}\end{cases} \tag{34.17}$$

式中: $(ESF)_{\mathrm{s}}$ 和 $(ESF)_{\mathrm{h}}$ 为中垂状态和中拱状态的环境恶劣系数，取值范围为0.5~1.0，这符合特定安装位置的要求（ABS, 2000）。

与静水弯矩类似，可以得出最大单个垂直波浪弯矩的累积分布函数：

$$F_{X_{\mathrm{w}}}=\exp\left[-\mathrm{e}^{-\alpha_{\mathrm{w}}(X_{\mathrm{w}}-\mu_{\mathrm{w}})}\right] \tag{34.18}$$

式中：

$X_{\mathrm{w}}=M_{\mathrm{w}}/M_{\mathrm{w},0}$，参数 α_{w} 和 μ_{w} 由下式给出：

$$\mu_{\mathrm{w}}=\frac{\ln(\nu_{\mathrm{w}}T)}{\ln(\nu_{\mathrm{w}}T_0)},\ \alpha_{\mathrm{w}}=\ln(\nu_{\mathrm{w}}T_0)$$

根据 Ferry-Borges 法，组合弯矩的累积分布函数可表达为（Wang 等，1996）：

$$F_{M_{\mathrm{t}}}(M_{\mathrm{t}})=\int_0^{M_{\mathrm{t}}}\frac{f_{M_{\mathrm{s}}}(M_{\mathrm{t}}-u)\mathrm{d}u}{1+\nu_{\mathrm{w}}/\nu_{\mathrm{s}}\left[1+F_{M_{\mathrm{w}}}(u)\right]} \tag{34.19}$$

给定时间 T 内的组合弯矩可由下式得到：

$$F(M_{\mathrm{t}})=1-1/\nu_{\mathrm{s}}T \tag{34.20}$$

进行实际设计时可引入静水弯矩和垂直波浪弯矩的载荷组合系数 φ_{s} 和 φ_{w}：

$$M_{\mathrm{t},T}=M_{\mathrm{w},T}+\varphi_{\mathrm{s}}M_{\mathrm{s},T}=M_{\mathrm{s},T}+\varphi_{\mathrm{w}}M_{\mathrm{w},T} \tag{34.21}$$

最大单个组合弯矩的累积分布函数可表达为

$$F_{\max}(M_{\mathrm{t}})=\left[F(M_{\mathrm{t}})\right]^{\nu_{\mathrm{s}}T} \tag{34.22}$$

34.4　船舶结构可靠性分析的步骤
Procedure for Reliability Analysis of Ship Structures

34.4.1　概述
General

自从 20 世纪 70 年代早期概率方法开始被应用于船舶结构设计以来，研究人

员已经发表了大量涉及现有船舶可靠性分析的文献。各种分析方法的细节可能并不相同,但总体而言,对现有船舶进行可靠性分析应涵盖以下基本步骤,详见下节。

步骤 1：对船舶及其工作任务予以定义

为了对船舶进行可靠性分析，必须了解船舶的基本几何外形和船材尺寸。此外还应该定义船舶使用寿命内可能面临的环境条件，包括加载条件和海况。

步骤 2：定义极限状态函数

超过极限条件船舶将无法完成其预定功能，基于这种认识可以更准确地评估船舶的真实安全裕度。能够表达此类极限条件的方程称为极限状态方程，在可靠性分析过程中建立极限状态方程是非常重要的步骤。一般而言有两种极限状态方程：适用极限状态方程和强度极限状态方程。极限状态有 4 个不同层次，分别为：

（1）船体梁破坏极限状态函数；

（2）加筋板格极限状态函数；

（3）加强筋之间板屈曲极限状态函数；

（4）关键构件（CSD）疲劳极限状态函数。

步骤 3：定义随机变量的统计特征

步骤 4：选择可靠性计算方法

步骤 5：对于特定船舶，计算各种失效模式的失效概率

如果极限状态函数较为复杂，可采用多项式函数通过响应面法来近似表达极限状态面。使用响应面法时，可利用一阶可靠性方法 / 二阶可靠性方法的标准算法来估算失效概率。

34.4.2 响应面法

Response Surface Method

当浮式生产储卸装置的船体梁在 t 时刻发生极限强度失效时，极限状态函数可表达如下：

$$g(X|t)=C_u M_u(t)-C_p\left[\phi_s M_s(t)+M_w(t)\right] \tag{34.23}$$

式中：

$M_u(t)$ 为极限强度；

$M_s(t)$ 和 $M_w(t)$ 分别为静水弯矩和波浪弯矩；

C_u 和 C_p 分别代表预测船体极限强度和船舶所受总组合弯矩时模型的误差。

T 时刻的失效概率可表达为

$$P_{\mathrm{f}}(T)=\int_{0}^{T}\left[\int_{g(x\mid t)<0}\cdots\int f_X(x|t)\mathrm{d}x\right]f_T(t)\mathrm{d}t \tag{34.24}$$

式中：

$f_X(x|t)$ 为联合概率密度函数；

$f_T(t)$ 为发生时间 T 的概率密度函数，假定其为均匀分布，则 $f_T(t)=1/T$。

因而式（34.24）可重新表达为

$$P_{\mathrm{f}}(T)=\frac{1}{T}\int_{0}^{T}\left[\int_{g(x\mid t)<0}\cdots\int f_X(x|t)\mathrm{d}x\right]\mathrm{d}t \tag{34.25}$$

将 $P_f(t)$ 定义为 t 时刻的条件失效概率：

$$P_{\mathrm{f}}(t)=\int_{g(x\mid t)<0}\cdots\int f_X(x|t)\mathrm{d}x \tag{34.26}$$

此概率的简化形式为：

$$P_{\mathrm{f}}(T_{\mathrm{s}})=\frac{1}{T}\int_{0}^{T}P_{\mathrm{f}}(t)\mathrm{d}t \tag{34.27}$$

当极限状态函数 $g(x|t)$ 为隐式表达且为非线性形式时可采用响应面法（Bucher, 1990），能够避免使用式（34.25）估算失效概率时的复杂计算。

响应面法的基本概念是通过简单显式函数来近似表达复杂隐式极限状态函数。结果的精确性主要取决于近似函数表达初始极限状态特征的精确性。响应面的适用性主要由取样点位置是否合适所决定。现在已经有多种选择合适取样点的算法，可以产生较好的表面拟合响应。此外，基本函数形状是影响响应面法精度和可靠性评估方法选择的另外一个主要因素。

如果失效面 $G(x)$ 定义为显式和闭式，则有许多实用可靠性评估方法可以使用。在这些方法中，一阶方法因其高效精确而应用广泛。在设计点处获取等效线性化极限状态并确定结构系统的安全裕度，安全裕度为独立标准正态空间中从原点到初始非线性极限面的最小距离。

本研究中响应面采用包含平方项的多项式函数，但不包含交叉项：

$$G(x)=a+\sum_{i=1}^{r}b_i x_i+\sum_{i=1}^{r}c_i x_i^{2} \tag{34.28}$$

式中：

r 为基本随机变量的数量；

$x=(x_1, x_2, \cdots, x_r)$ 为基本随机向量；

a、b_i 和 c_i 为未知系数，可由 $2r+1$ 个取样点确定。

取样点为设计点（$\bar{x}_1, \bar{x}_2, \cdots, \bar{x}_r$）和另外 $2r$ 个点（$\bar{x}_1, \cdots \bar{x}_i \pm f\sigma_i, \cdots, \bar{x}_r$），其中 f 为决定选择范围上下限的参数。此过程需迭代进行，以确保从新设计点中选择的取样点能够包含初始失效面的足够信息。一旦确定了响应面，即可采用修正 Monte Carlo 仿真法计算失效概率（Sun, 1997）。

34.5 浮式生产储卸装置船体梁的时变可靠性评估 Time-Variant Reliability Assessment of FPSO Hull Girders

本节将介绍浮式生产储卸装置船体梁在发生腐蚀和疲劳退化时的时变可靠性评估。表 34.1 列出了浮式生产储卸装置的主要相关信息，中横剖面如图 34.1 所示。表 34.2 概述了评估所用的变量测量值。各种变量可根据以前对浮式生产储卸装置的研究予以确定。

表 34.1　浮式生产储卸装置的主要信息

说明	值
垂线间长	194.2 m
结构长度	194.2 m
型宽	32.0 m
型深，包括箱型龙骨	18.0 m
型深，由基线算起	16.0 m
方形系数	0.816
横向腹板框架间距	3.7 m

表 34.2 变量测量值

变量	说 明
E	弹性模量，一般变量，平均值 =2.06 × 105MN/m^2，变化系数 =0.08
σ_y	屈服应力，一般变量，平均值 =315MN/m^2，变化系数 =0.06
Δ	加筋板格偏心距，一般变量，平均值 =0.005 55m，变化系数 =0.1
W/h_p	列板的初始中心挠度，一般变量，平均值 =0.5，变化系数 =0.1
τ_t	腐蚀过渡时间，常量，τ_t =3 年
μ_c^d	甲板加筋板格的稳定腐蚀速率，一般变量，平均值 =1.4 × 10^{-4}m/year，变化系数 =0.1
μ_c^s	舷侧和纵舱壁加筋板格的稳定腐蚀速率，一般变量，平均值 =1.25 × 10^{-4} m/ 年，变化系数 =0.1
μ_c^{ob}	船底外侧加筋板格的稳定腐蚀速率，一般变量，平均值 =5.4 × 10^{-5} m/ 年，变化系数 =0.11
μ_c^{ib}	船底内侧加筋板格的稳定腐蚀速率，一般变量，平均值 =1.79 × 10^{-4} m/ 年，变化系数 =0.16
μ_c^c	角单元的稳定腐蚀速率，一般变量，平均值 =5.4 × 10^{-5} m/ 年，变化系数 =0.1
C	Paris–Erdogen 方程中的材料参数，一般变量，平均值 =4.349 × 10^{-12}，变化系数 =0.206
m	Paris–erdogen 方程中的材料参数，常量，m=3.07
a_0	初始裂纹尺寸，一般变量，平均值 =1.0 × 10^{-3}m，变化系数 =0.18
M_s	静水弯矩的最大值，一类极值变量，平均到达周期 $(1/\upsilon_s)$=1 天
M_w	波浪弯矩的最大值，一类极值变量，设计寿命为 20 年时的平均到达率 υ_w =10^8
$(ESF)_s$	中垂状态的环境恶劣系数，常量，$(ESF)_s$ =0.80
$(ESF)_h$	中拱状态的环境恶劣系数，常量，$(ESF)_s$ =0.80
C_u	预测极限强度的模型误差，一般变量，平均值 =1，变化系数 =0.1
C_p	预测总组合弯矩的模型误差，一般变量，平均值 =1，变化系数 =0.25（中垂状态）

34.5.1 荷载组合系数

Load Combination Factors

中垂状态下的失效模式最为重要，下面将对中垂状态下的结果予以说明。

首先对浮式生产储卸装置的荷载组合系数 φ_s 和 φ_w 进行参数分析（见图 34.2）。

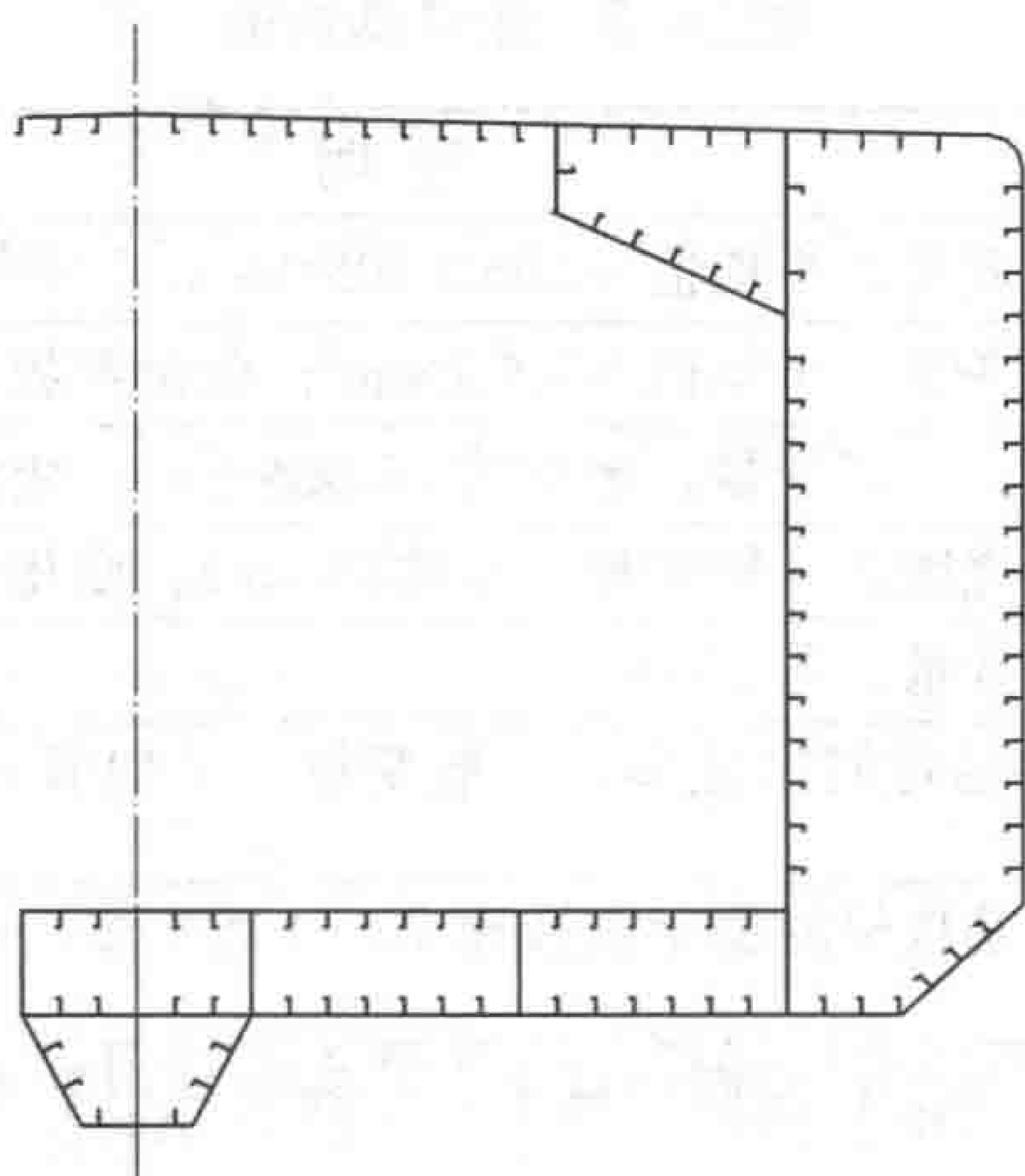


图 34.1　浮式生产储卸装置的中横剖面

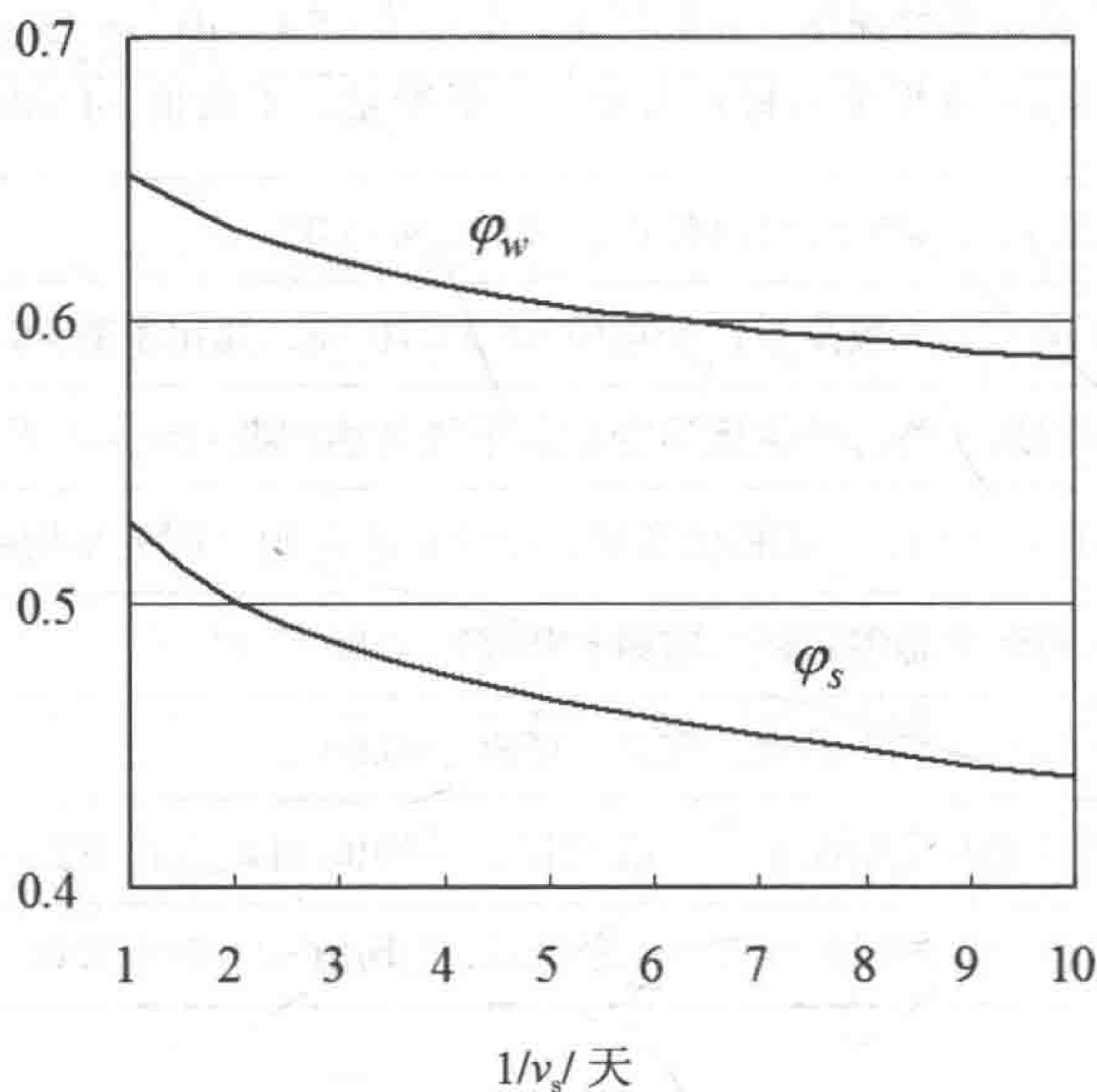


图 34.2　荷载组合系数与 $1/v$

图 34.2 说明了静水弯矩的平均到达周期 ($1/v_s$) 对组合系数的影响，选择的 20 年使用期波浪总循环数为 10^8，环境恶劣系数 $(ESF)_s$ 取 0.80。可以看出荷载组合系数对静水弯矩的平均到达周期较为敏感。

图 34.3 说明当环境恶劣系数 $(ESF)_s$ 也取 0.80 时作为时间函数的荷载组合系数的相关性，从图中可以看出荷载组系数随着使用年限的增加而逐渐减小。

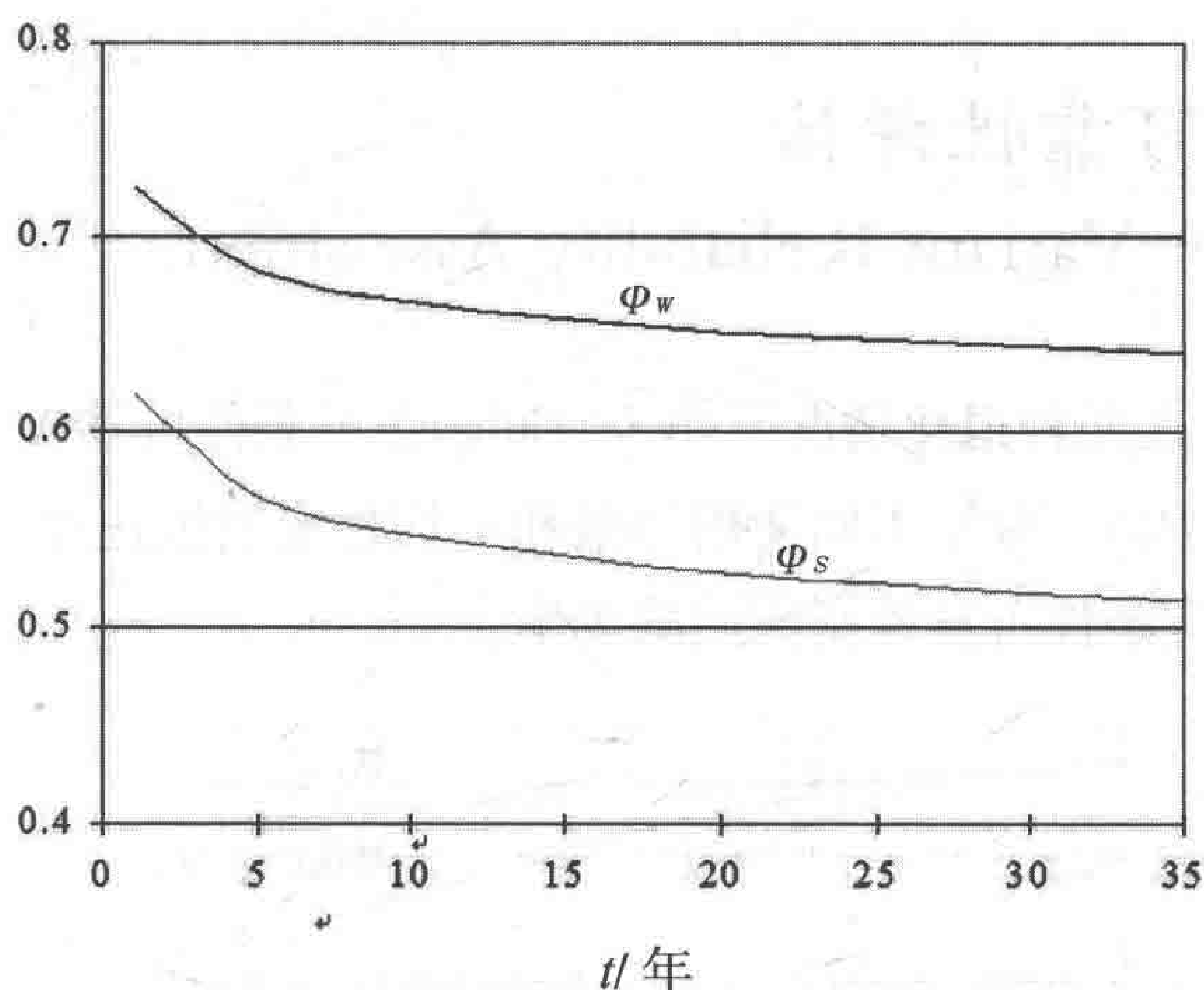


图 34.3　作为时间函数的荷载组合系数

图 34.4 说明当 20 年使用期的总波浪循环数为 10^8 且静水弯矩平均到达周期 $(1/\nu_s)$ 为一天时荷载组合系数与环境恶劣系数的相关性。可以看出随着环境恶劣系数增加，φ_s 的减小趋势要比 φ_w 的增加趋势明显得多。这说明荷载组合减小了环境恶劣系数的影响。

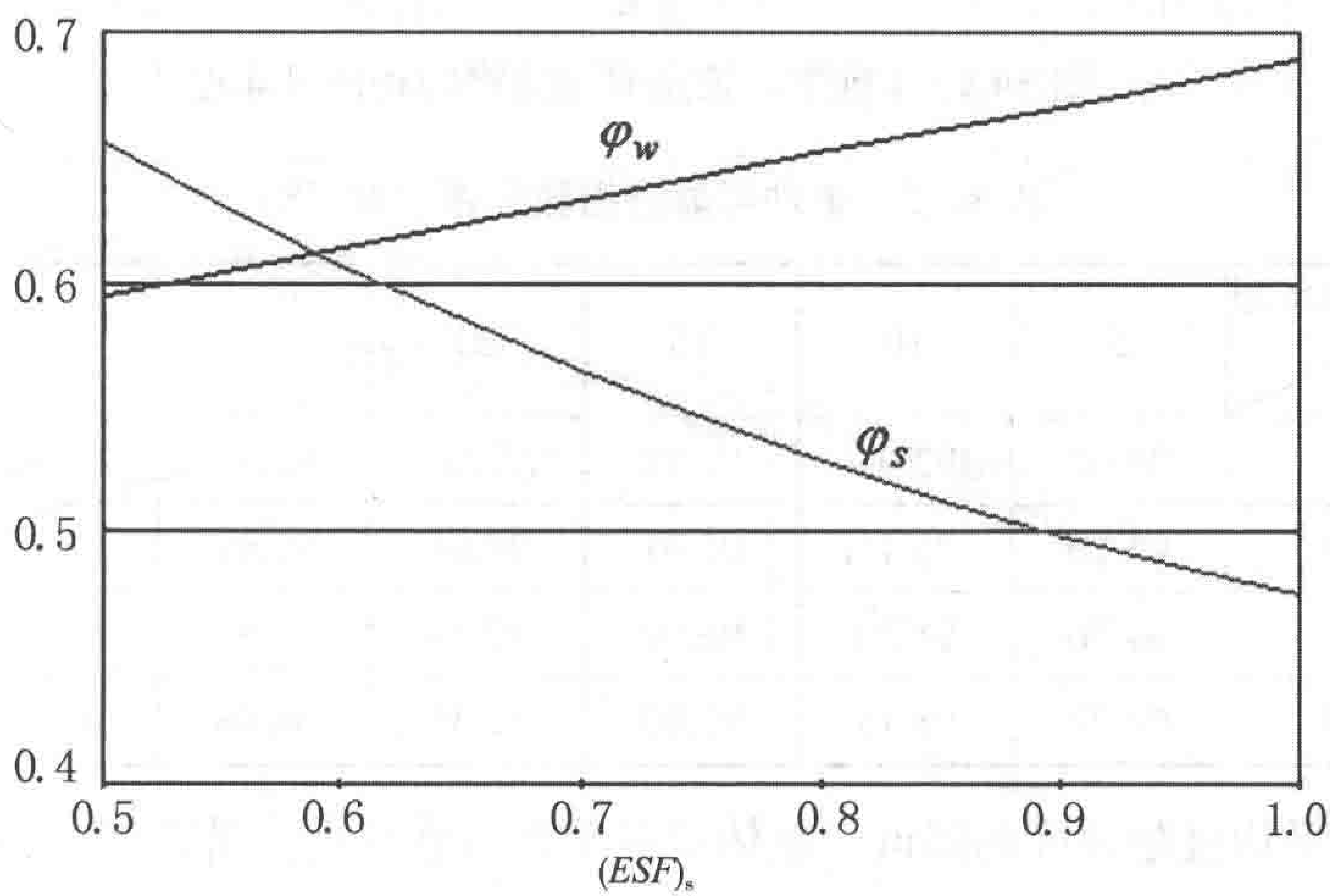


图 34.4　荷载组合系数与环境恶劣系数

34.5.2 时变可靠性评估 Time-Variant Reliability Assessment

图 34.5 说明了在四种退化情况下作为时间函数的条件可靠性，此处条件可靠性可定义为 $R(t)=1-P_f(t)$。对于不同使用年限和平均稳定腐蚀速率，表 34.3 列出了与初始值相比，相应条件可靠性指数的减少率。

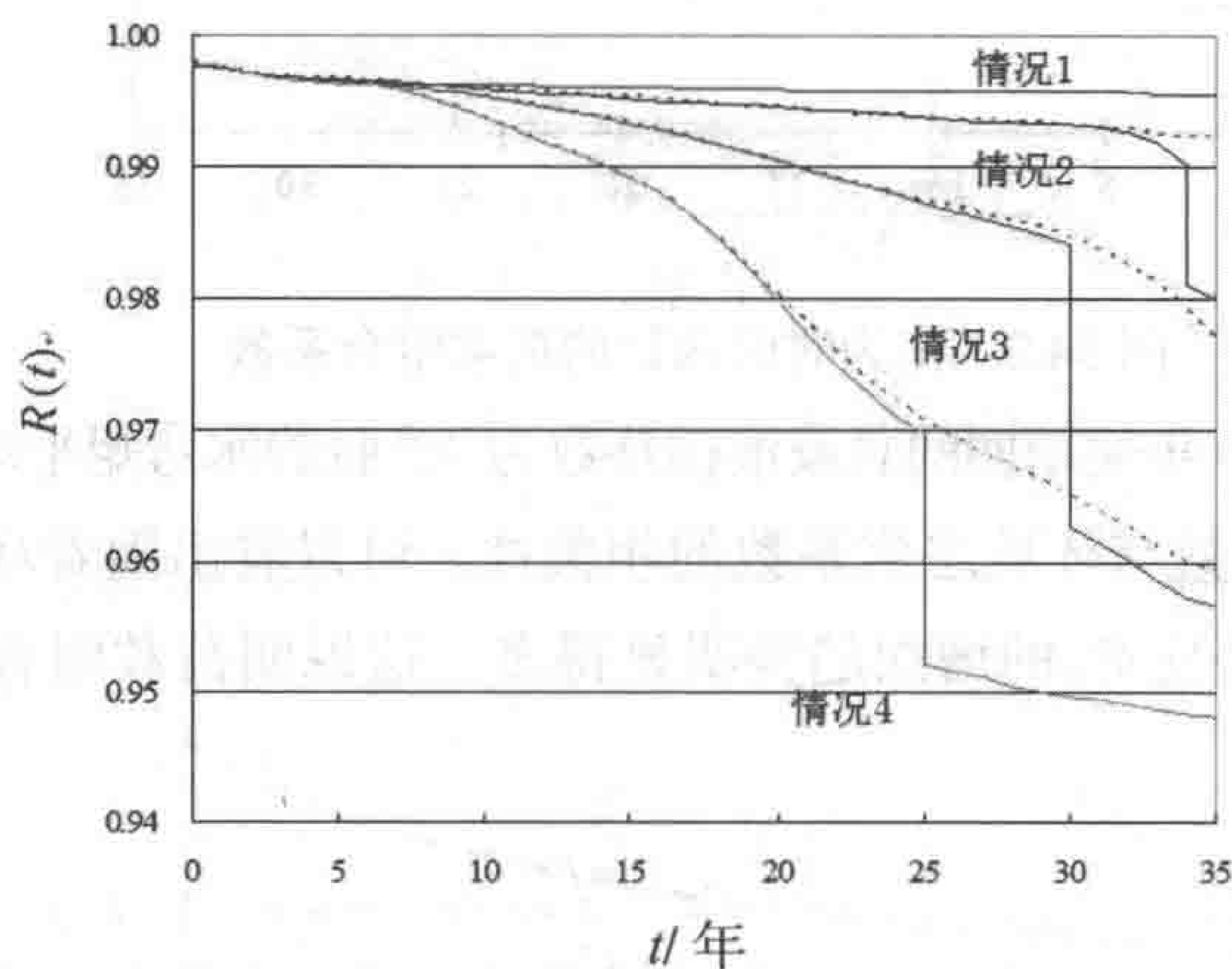


图 34.5 4 种平均稳定腐蚀速率的条件可靠性

表 34.3 条件可靠性指数的减少率（%）

腐蚀情况 \ 使用年限	5	10	15	20	25	30	35
情况 1	95.17	93.91	93.29	92.64	92.37	92.45	91.67
情况 2	95.10	93.11	91.01	89.64	87.88	86.81	72.23
情况 3	94.76	91.50	86.94	82.39	78.60	62.66	60.26
情况 4	94.87	88.15	81.09	72.35	58.86	57.99	57.45

随着平均极限强度的降低，船体梁的条件可靠性也显著降低。如果将条件可靠性指数的减少率为 90% 作为可靠性阈值，则为了保持船体的可靠性水平，对于情况 3 和情况 4 均应在使用的第 10 年进行检查。疲劳裂纹在不稳定扩展前，其退化作用对船体梁可靠性并不重要，但检查时必须对船体梁可靠性的潜在危险予以考虑。疲劳裂纹的不稳定扩展可能会导致浮式生产储卸装置发生灾难性事件。

将静水弯矩和垂直波浪弯矩的最大值进行简单相加是非常保守的。图 34.6 中

的“LC”和“NLC”分别代表荷载组合和非荷载组合。

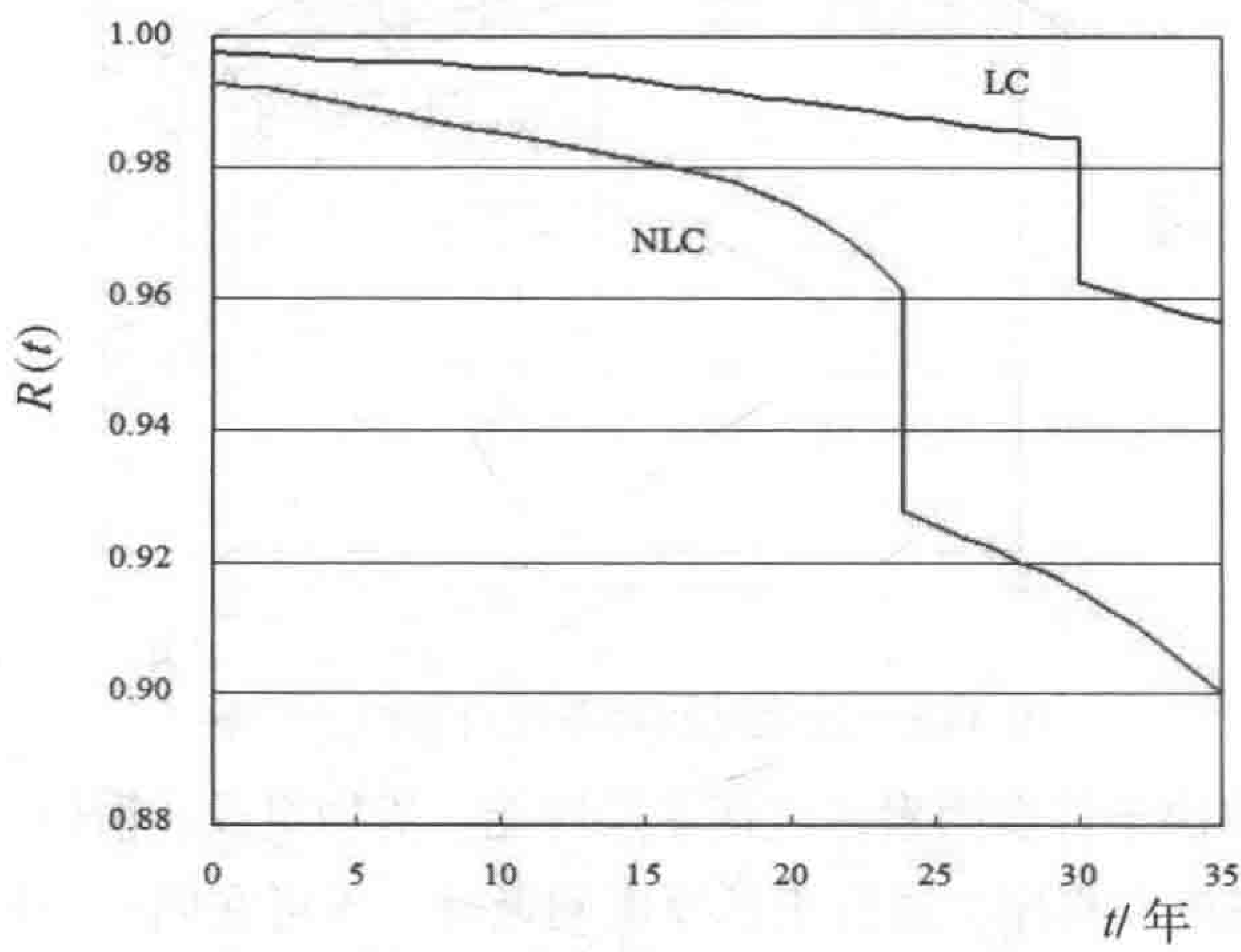


图 34.6　载荷组合对条件可靠性的影响

图 34.7 说明了环境恶劣系数对条件可靠性的影响，图中的数字为环境恶劣系数的值。精确测量特定位置的安装条件对于浮式生产储卸装置船体梁的设计和检查非常重要。

过渡时间 τ_t 是与可靠性相关的另一个重要参数，不同数值的影响如图 34.8 所示，图中曲线上的数字为过渡年限。较大的过渡时间可确保较高的可靠性，并延缓疲劳裂纹的不稳定扩展。Guedes Soares 和 Garbatov （1999）对防腐板进行了可靠性分析，并得到了相同结果。

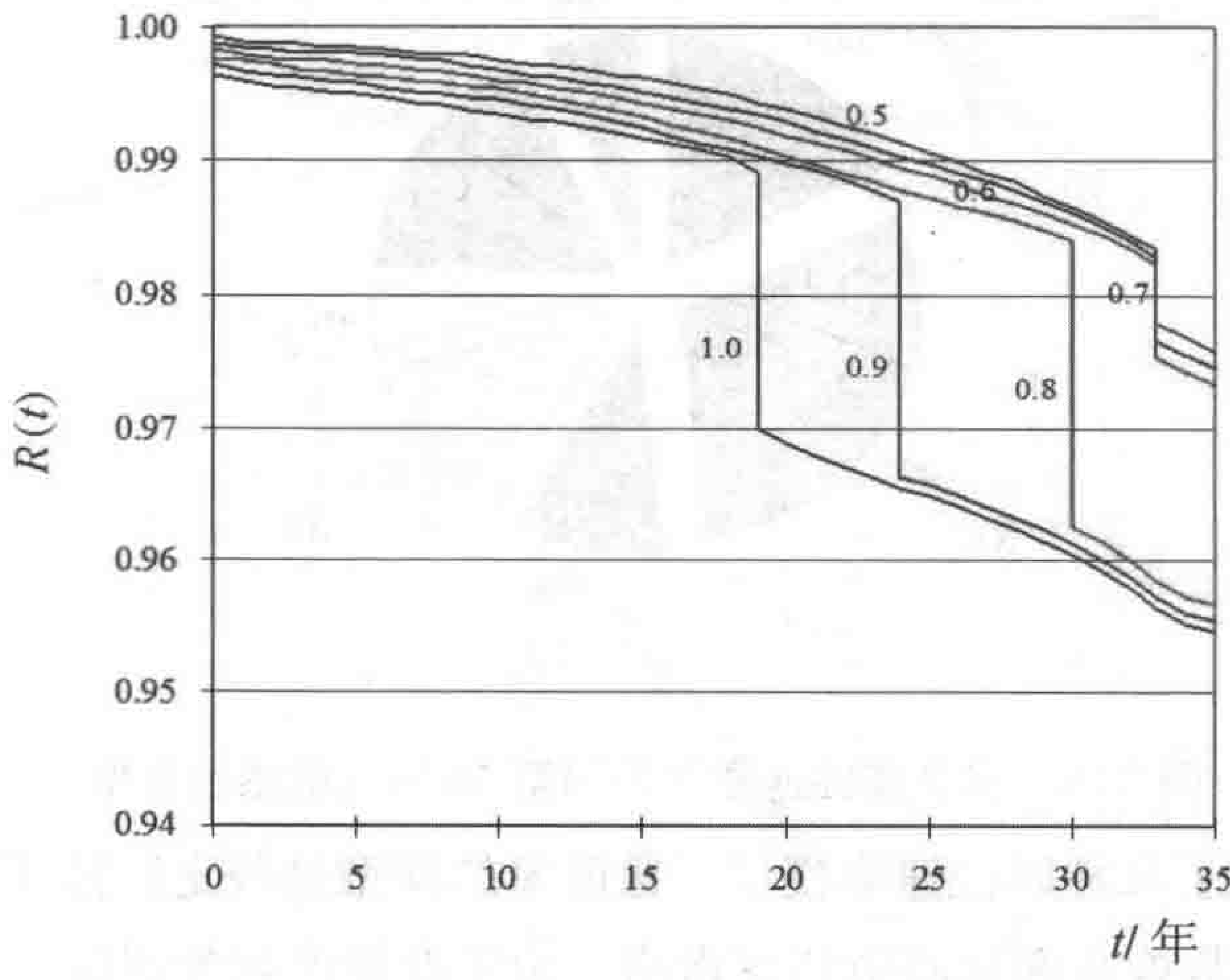


图 34.7　环境恶劣系数对对条件可靠性的影响

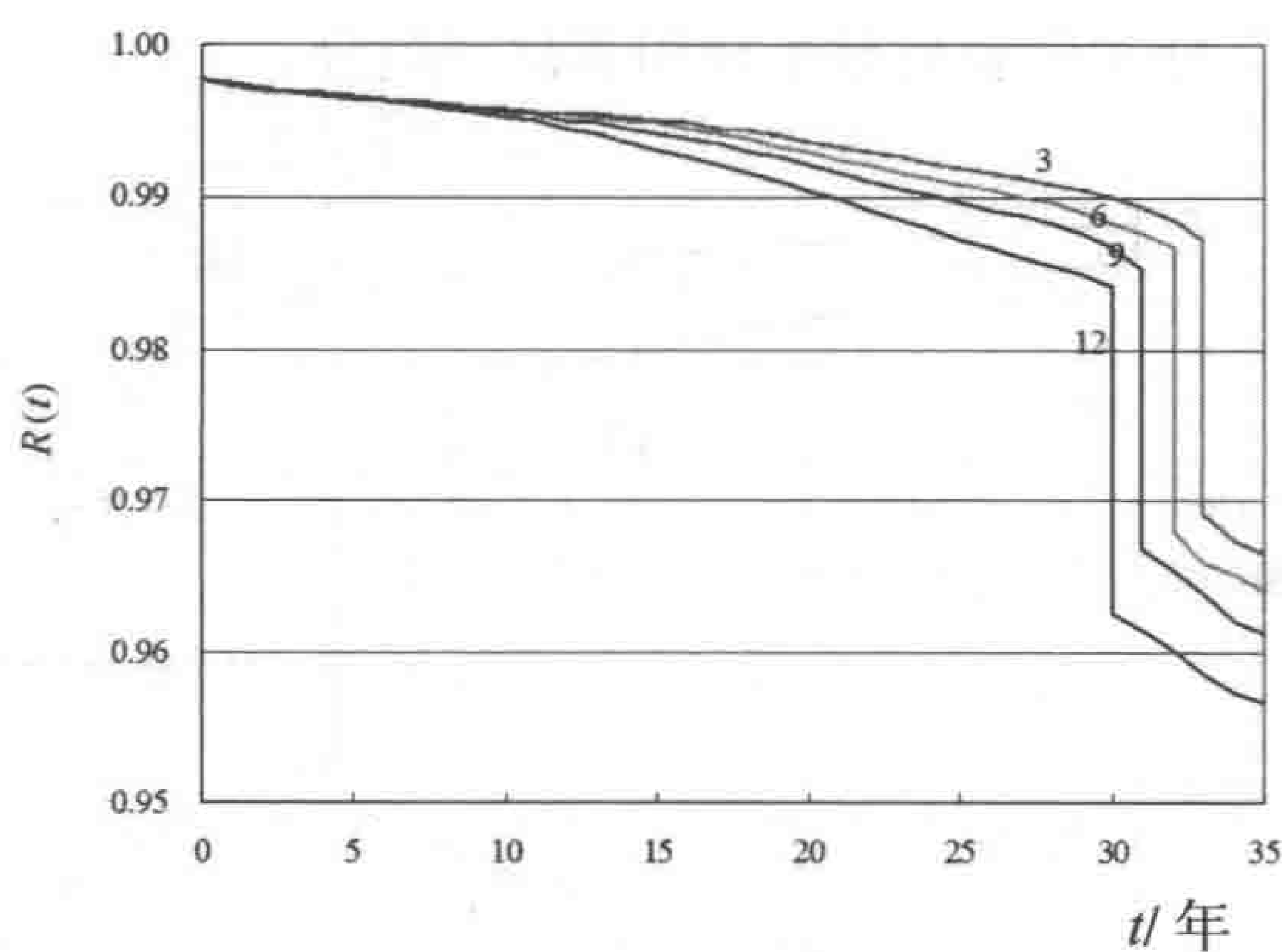


图 34.8　过渡时间对条件可靠性的影响

腐蚀损耗取决于许多因素，包括涂层性能、货物组成、惰性气体性质、货物温度以及维护系统和程序。进行正常厚度测量时，不可在同一个位置抽样检查。腐蚀损耗使理论上构建腐蚀模型非常困难。在数值分析中使用平均稳定腐蚀速率，对应于船级社规范中油船腐蚀损耗的允许值。腐蚀速率的变化系数通常从使用第 10 年的 10% 增加到使用第 20 年的 100% 或更大，但根据敏感性分析，变化系数对船体梁极限强度总体不确定性的影响非常有限（见图 34.9）。

图 34.10 为船体梁极限强度不确定性分析的结果。在此分析中，*CRM* 代表由响应面法得到的结果。可以看出极限强度的变化系数为所考虑腐蚀情况上限的 10%。

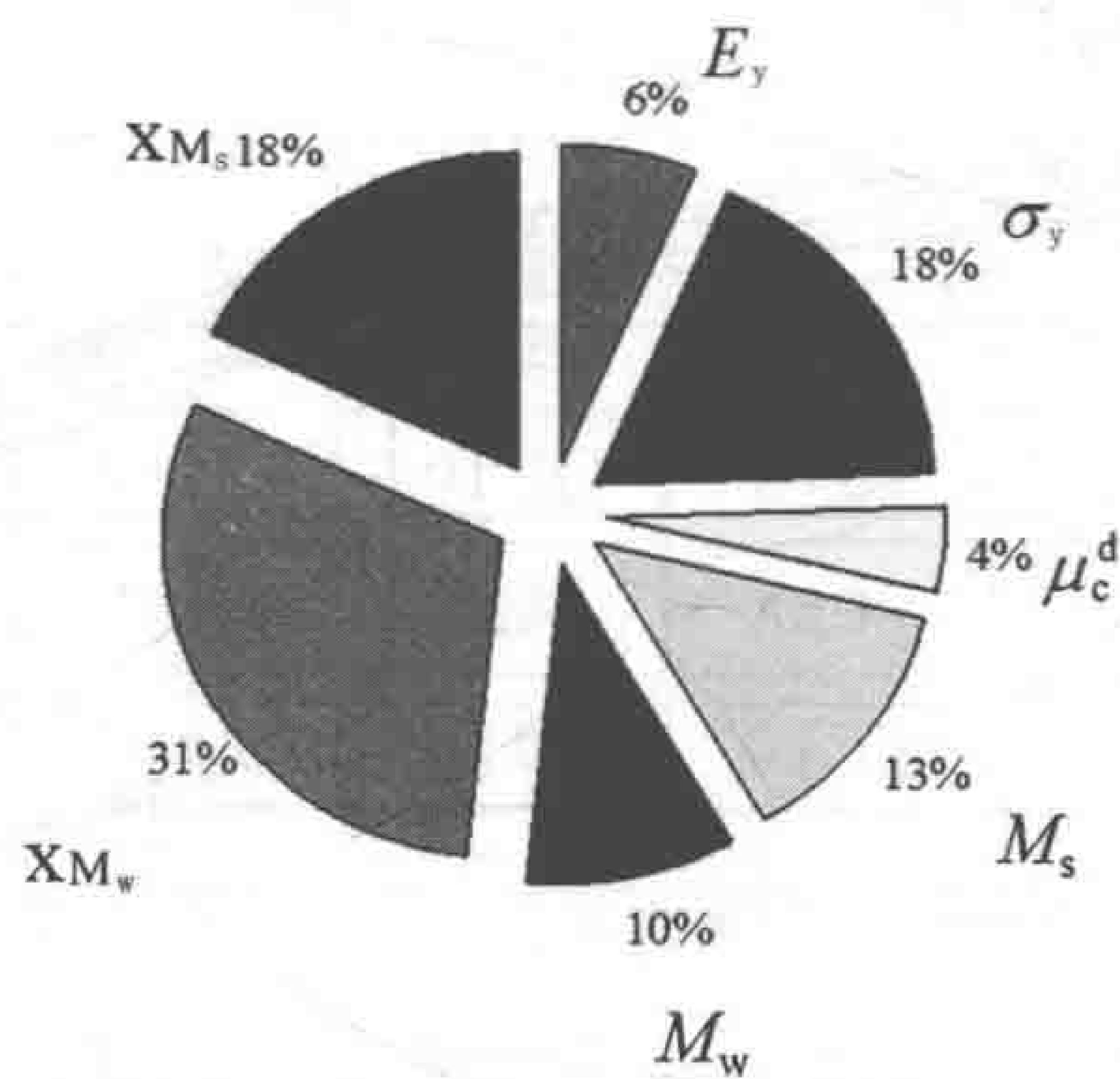


图 34.9　名义腐蚀速率在使用第 20 年的敏感性数据

此试验使用了几种腐蚀速率模型。最简单的模型是假定腐蚀速率为恒定的模型，完全根据正常检查的观测值估算得出。由于腐蚀产物的影响，腐蚀速率会随时间而降低。但油船的观测值表明在大多数情况下腐蚀速率实际上会先随时间而

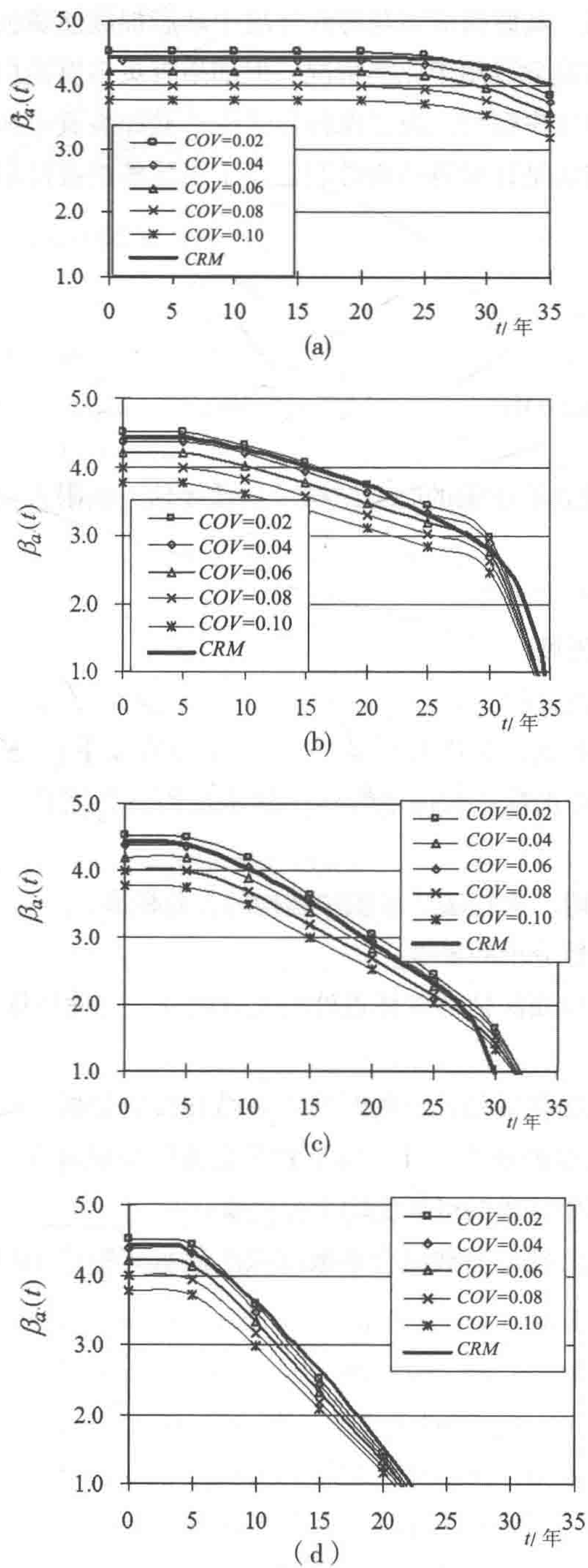


图 34.10 极限强度的不确定性分析

(a) 无腐蚀 (b) 轻微腐蚀 (c) 标称腐蚀 (d) 严重腐蚀

增加，之后保持恒定。其原因应该与海洋环境中动态加载使腐蚀产物脱落有关。本节提出的腐蚀速率模型适用于此类情况。但如果有更多腐蚀损耗数据可用，则可以进一步完善腐蚀速率模型。为了保持浮式生产储卸装置船体梁的安全水平，本研究提出的合理方法是针对腐蚀构件制定基于风险的检查计划以及基于可靠性的更新标准。

34.5.3 结论 Conclusions

浮式生产储卸装置船体梁的时变结构可靠性评估与极限强度相关，需要考虑以下三个方面：

（1）荷载效应及其组合。

（2）船体极限强度。

（3）可靠性分析方法。

引入环境恶劣系数，在虑及特定位置条件的情况下拟合波浪弯矩。采用 Ferry-Borges 方法对静水弯矩和波浪弯矩的随机过程进行组合，并评估最大组合弯矩的时变情况。

●使用平均值一阶二次矩法计算船舶结构的失效概率；

●确定时变可靠性分析的步骤；

●使用有效的响应面法估算取样点处的失效函数，并使用修正 Monte Carlo 仿真法估算失效概率；

●对浮式生产储卸装置船体梁的时变可靠性和参数分析予以量化。研究发现所用腐蚀模型的稳定腐蚀速率、静水弯矩和垂直波浪弯矩组合、环境恶劣系数以及过渡时间对于估算船体梁的可靠性均十分重要；

●使用这种方法得到的荷载组合系数取决于静水弯矩的平均到达率、工作寿命和环境恶劣系数。

34.6 参考文献
References

[1] ABS (2000), Guide for Building and Classing Floating Production Installations, American Bureau of Shipping.

[2] Bucher, C.G., Bourgound, U.A., (1990), A Fast and Efficient Response Surface Approach for Structural Reliability Problems, Structural Safety, Vol. 7, pp. 57–66.

[3] Casella, G., Rizzuto, E., (1998), Second-level Reliability Analysis of a Double-hull Oil Tanker, Marine Structures, Vol. 11, pp.373–399.

[4] Frieze, P.A. and Lin, Y.T. (1991), Ship Longitudinal Strength Modeling for Reliability Analysis, Proc. of Marine Structural Inspection, Maintenance and Monitoring Symposium, SNAME, Arlington, VA.

[5] Ghose D.J., Nappi N.S., Wiernicki C.J., (1995), Residual Strength of Marine Structures, Ship Structure Committee, SSC-381.

[6] Gordo J.M., Guedes Soares C., Faulkner D. (1996), Approximate Assessment of the Ultimate Longitudinal Strength of Hull Girder, Journal of Ship Research, Vol. 40(1), pp.60–90.

[7] Guedes Soares, C., (1984), Probabilistic Models for Load Effects in Ship Structures, Department of Marine Technology, Norwegian Institute of Technology, Trondheim, Norway, Report No. UR-84-38.

[8] Guedes Soares C., (1990), Stochastic Models of Loads Effects for the Preliminary Ship Hulls, Structural Safety 1990; 8: 353–368.

[9] Guedes Soares, C. and Moan, T., 1985, Uncertainty Analysis and Code Calibration of the Primary Load Effects in Ship Structures, Proc., 4th International Conference on Structural Safety and Reliability (ICOSSAR '85), Kobe, Japan, Vol. 3, pp. 501–512.

[10] Guedes Soares, C. and Moan, T., 1988, Statistical Analysis of Still-water Load Effects in Ship Structures, Trans. SNAME, Vol. 96, pp. 129–156.

[11] Guedes Soares, C., Dogliani, M., Ostergaard, C., Parmentier, G. and Terndrup

Pedersen, P., (1996), Reliability Based Ship Structural Design, SNAME Transactions, Vol. 104, pp.357-389.

[12] Guedes Soares, C., Garbatov, Y., (1999), Reliability of Corrosion Protected and Maintained Ship Hulls subjected to Corrosion and Fatigue, Journal of Ship Research Vol. 43(2), pp.65-78.

[13] Guedes Soares, C., Garbatov, Y., (1999), Reliability of Maintained, Corrosion Protected Plates subjected to Nonlinear Corrosion and Compressive Loads, Journal of Marine Structures, Vol. 12, pp.425-445.

[14] IACS (1995), Requirement S11, Longitudinal Strength Standards, Int. Association of Classification Societies.

[15] Liu, Y.W., Moses, F. (1994), A Sequential Response Surface Method and Its Application in the Reliability Analysis of Aircraft Structural System, Journal of Structural Safety, Vol. 16, pp. 36-46.

[16] Mansour, A.E. (1972), Probiblastic Design Concept in Ship Structural Safety and Reliability, Trans. SNAME, Vol. 80, pp. 64-97.

[17] Mansour, A. and Faulkner, D. (1973), On Applying the Statistical Approach to Extreme Sea Loads and Ship Hull Strength, RINA Trans., Vol. 115, pp. 277-313.

[18] Mansour, A.E., (1974), Approximate Probabilistic Methods of Calculating Ship Longitudinal Strength, Journal of Ship Research, Vol. 18.

[19] Mansour, A.E., (1987), Extreme Value Distributions of Wave Loads and Their Application to Marine Structures, Marine Structural Reliability Symposium, Arlington, VA.

[20] Mansour, A.E. (1990), An Introduction to Structural Reliability Theory, SSC Report SSC-351.

[21] Mansour, A.E., Lin, M., Hovem, L., and Thayamballi, A. (1993), Probability-Based Ship Design Procedure - A Demonstration, SSC Report, SSC-368.

[22] Mansour A E. (1994), Probability Based Ship Design Procedures: Loads and Load Combination, Ship Structure Committee, SSC-373.

[23] Mansour, A.E. (1995), Extreme Loads and Load Combination, J. of Ship Research, Vol. 39, No. 1.

[24] Mansour, A. E. and Wirsching, P.H. (1995), Sensitivity Factors and Their Application to Marine Structures, Journal of Marine Structures, Vol. 8.

[25] Mansour, A. E. (1997): Assessment of Reliability of Ship Structures, SSC Report, SSC–398.

[26] Nikolaidis, E. and Kaplan, P. (1991), Uncertainties in Stress Analysis on Marine Structures, Ship Structure Committee Report SSC–363.

[27] Nikolaidis, E. and Hughes, O.F., Ayyub, B.M., and White, G.J. (1993), A Methodology for Reliability Assessment of Ship Structures, Ship Structures Symposium 93, SSC/SNAME, Arlington, VA, pp H1–H10.

[28] Ochi, M.K. (1978), Wave Statistics for the Design of Ships, Transactions of SNAME, 86: 47–76.

[29] Sikora, J.P., Disenbacher, A., and Beach, J.E. (1983), A Method for Estimating Lifetime Loads and Fatigue Lives for SWATH and Conventional Monohulls, Naval Engineering Journal, ASNE, Vol. 95, No. 4, pp. 63–85.

[30] Smith, C.S. (1977), Influence of Local Compressive Failure on the Ultimate Longitudinal Strength of a Ship Hull, In: Proc. of Int. Symposium on Practical Design of Ships (PRADS' 77), Tokyo, Japan, pp. 73–79.

[31] Stiansen, S.G. and Mansour, A.E. (1980), Reliability Methods in Ship Structures, J. of RINA.

[32] Sun, H.H., Chen, T.Y., (1997), Buckling Strength Analysis of Ring–Stiffened Circular Cylindrical Shells under Hydrostatic Pressure, ISOPE–97, pp.361–366, Honololu.

[33] Sun, H.H., Xiao, T.Y. and Zhang, S.K., (1999), Reliability Analysis based on Ultimate Strength of Midsections for Corroding Ship Primary Hulls, Proc. 18th OMAE/S&R–6007, St. Johns.

[34] Sun, H.H. and Bai, Y. (2000), Reliability of Corroded and Cracked Ships, ISOPE' 2000.

[35] Sun, H.H. and Bai, Y. (2001), Time–Variant Reliability of FPSO Hulls, SNAME Transactions, Vol. 109.

[36] Wang X., Jiao G., Moan T. (1996), Analysis of Oil Production Ships Considering Load Combination, Ultimate Strength and Structural Reliability, SNAME Transaction, Vol.104, pp. 3–30.

[37] White, G.J. and Ayyub, B, N., (1985), Reliability Methods for Ship Structures, J. of Naval Engineers, Vol. 97, No. 4.

[38] Wirsching P.H. et al. (1997), Reliability with Respect to Ultimate Strength of a Corroding Ship Hull, Journal of Marine Structures, Vol.10. pp. 501–518.

[39] Yamamoto, N.(1998), Reliability Based Criteria for Measures to Corrosion, Proc.17th OMAE' 98.

第35章 基于可靠性的设计和规范修正

Reliability-Based Design and Code Calibration

35.1 概述 General

结构可靠性方法最重要的应用可能是基于可靠性的设计和设计规范中安全系数的修正。

进行结构设计时，确定载荷和承载力一定会涉及到不确定性。一直以来，工程设计过程采用安全系数来补偿不确定性的影响。但借助可靠性方法，可以更定量地考虑这些不确定性。特别是使用基于概率的设计标准可以确保工程设计更为可靠。对于海洋结构而言，与现行设计方法相比基于概率的设计标准有以下优点：

（1）可靠性水平更高；

（2）总重量更低（这意味着节约成本）；

（3）两者均有。

35.2 基本设计原理 General Design Principles

本小节将概述工程实践中使用的基本设计原理。基于可靠性的设计是设计方法之一，本章将有一节单独予以说明。

35.2.1 安全系数的概念 Concept of Safety Factors

工程实践中经常使用和参考不同类型的结构安全措施，但其物理意义往往未予明确说明。安全系数概念也经常使用，但常常未给出其与实际结构安全水平的相应量化关系。传统设计实践需基于一些确定性安全措施。某个事件的忽略程度越大，需使用的安全系数就越大。原则上构件设计校核的安全系数应取决于失效

后果和结构模型的种类。

35.2.2 许用应力设计 Allowable Stress Design

许用应力设计规范已经使用了很长时间，规范采用明确的设计公式，可表达为

$$\sigma \leqslant \sigma_A, \quad \sigma_A = \frac{\sigma_y}{\gamma} = \eta\sigma_y \tag{35.1}$$

式中：

σ 为最大载荷情况下根据线弹性理论得到的结构应力；

σ_A 为许用应力；

σ_y 为屈服应力；

γ 为安全系数；

$\eta(=1/\gamma)$ 为利用系数。

许用应力设计方法的设计校核需在低于构件首次屈服的承载力 / 载荷效应水平下进行。

可采用线弹性分析来说明名义设计加载的结构响应特征。设计形式的复杂性取决于所考虑的失效模式，即压缩失效、拉伸失效和屈曲失效等。设计规范给出了这些方程和所用的安全系数。但许用应力设计也有一些缺点，源自各种载荷和抗力不确定性的差异以及设计过度。

AISC 使用的许用应力设计（ASD）在 API RP 2A 中称为工作应力设计（WSD）。

35.2.3 载荷抗力系数设计 Load and Resistance Factored Design

由于施加载荷和构件抗力的统计可变性以及设计过程中采用了一些假定和近似方法，因而对所有载荷组合均使用一个安全系数无法保持稳定的结构安全水平。分项安全系数通常能够反映载荷效应和强度的内在不确定性、失效后果以及安全理念。

载荷抗力系数设计（LRFD）方法由美国钢结构协会（AISC）于 1986 年发布。

T.V. Galambos 根据发表在 ASCE 期刊结构分册上的 8 篇系列论文（例如 Ravindra 和 Galambos （1978））制定了 AICS LRFD 标准。

美国石油协会（API）将此方法应用于离岸结构并于 1989 年发布了 API RP 2A-LRFD。

作用于结构的载荷可分为几种类型，例如功能性载荷、环境载荷等。如果引入多载荷系数的概念，则载荷抗力系数设计标准可重新表达为

$$R\left(\frac{f_k}{\gamma_m},\cdots,\right)\geqslant S(\gamma_{fi}\psi_i Q_i) \tag{35.2}$$

式中：

γ_{fi} 为载荷系数，用于说明每个独立载荷 Q_i 的不确定性；

ψ_i 为载荷组合系数；

安全系数 γ_m 可反映特定构件的不确定性，不确定性由尺寸、形状、局部应力集中、冶金效应、残余应力以及制造过程等发生变化所致；

载荷所用的安全系数 γ_f 可反映估算施加载荷大小及将载荷变换为应力的不确定性。

如果 R 和 S 分别为 f_k 和 Q_i 的线性函数，则上式可表达为

$$\phi R(f_k)\geqslant\sum_{i=1}^{m}\gamma_{f_i}\psi_i S(Q_{ik}) \tag{35.3}$$

式中：

ψ_i 为载荷组合系数；

API-LRFD 规范定义了抗力系数 ϕ $(=1/\gamma_m)$ 来代替材料系数。

需强调的是安全系数 γ_m 和 γ_{fi} 应与载荷和抗力特征值的定义以及计算这些值的方法一同考虑。在设计规范中，即使不同区域的特征值是相同的，但安全系数也可能不同，这是由载荷和抗力不确定性、目标安全水平以及环境和土壤条件的差异所致。

与工作应力设计法相比，载荷抗力系数设计法通过能够表达统计不确定性的系数对载荷和承载力予以修正。这样可以使大部分载荷、载荷组合以及构件类型具有较为一致的安全性。尽管载荷抗力系数设计与工作应力设计在形式上是类似的，但其物理原理却大相径庭。

设计形式应能对不同的载荷条件以及相关的结构不确定性大小予以说明。API RP 2A LRFD 中的载荷和抗力系数是在修正 API-RP2 WSD 的基础上得出的，如 Efthymiou 等人（1997）所述。其目的是推导出载荷和抗力系数，使采用载荷

和抗力系数计算出的构件可靠性与 API-RP2A WSD 方法计算出的构件可靠性大致相同。因而对于根据 API-RP2A WSD 中一系列重力和环境载荷情况而设计的构件，可通过可靠性分析推导出安全指数，然后进行平均处理即可得到 LRFD 规范的目标安全指数。

35.2.4　塑性设计 Plastic Design

AISC 规范的第二部分通常称为塑性设计。塑性设计是极限状态设计的一种特殊情况，极限状态强度要达到塑性弯矩强度 M_p。塑性弯矩强度为横截面所有纤维均达到屈服应力时的弯矩强度。根据 AISC，这种设计原理可应用于挠曲构件，例如梁 - 柱。近年来，塑性设计已经成为载荷抗力系数设计的一个组成部分。

35.2.5　极限状态设计 (LSD) Limit State Design (LSD)

海洋结构由构件组成，例如管状接头、支架和板格等。这些构件均受到不同载荷的作用，包括功能性载荷、环境载荷和偶然载荷等，并且可能以不同的模式发生失效。特定失效模式的最大极限状态（ULS）通常可由数学公式表达，但公式无法避免与载荷、强度和模型相关的不确定性。

极限状态设计检查失效时的结构条件，并通过将折减承载力与增大的载荷效应进行比较来进行安全性检查。

此外，极限状态设计还涵盖多种失效模式，例如：

- 最大极限状态（ULS）；
- 疲劳极限状态（FLS）；
- 偶然极限状态（ALS）。

极限状态设计标准可通过许用应力设计或载荷抗力系数设计予以表达。Song, Tjelta 和 Bai （1998）以及 Bai 和 Song （1997, 1998）等介绍了许用应力设计和极限状态设计的关系。

35.2.6 生命周期成本设计 Life Cycle Cost Design

使用结构可靠性方法可在满足复杂的经济、运行和安全要求的情况下实现最优生命周期成本（LCC）结构设计。这些要求可能因时间和地理位置而异，并且会一直受到技术变化和市场因素的影响。为了在结构设计中处理这些设计要求，需要正规的优化程序来确定材料、布置和船材尺寸等。最优化设计过程的关键步骤是明确最优设计目标。一般设计目标是成本（初始/运行）、功效和可靠性。

生命周期成本设计可通过数学公式来说明设计方法的总成本，通常可表达为

$$TOTAL\ (NPV)=CAPEX(NPV)+OPEX(NPV)+RISKEX(NPV) \quad (35.4)$$

式中：

CAPEX 为初始投资的资本支出；

OPEX 为运行成本；

RISKEX 为计划外风险成本；

NPV 为净现值。

主要困难是确定成本，包括意外情况的成本，例如船舶搁浅或碰撞。在这种情况下，安全性是首要设计目标，经济性则是次要因素。处理此类特殊情况的一种方法是针对特定失效模式引入高成本损失，例如下式中较大的 C_f 值

$$C_T=C_I+P_fC_f=C_I+R \quad (35.5)$$

或

$$R=P_fC_f=\sum\left(P_{f_i}C_{fi}\right)=\sum R_i \quad (35.6)$$

式中：

P_{fi} 为特定模式 i 的失效率；

C_{fi} 为与失效模式相关的成本损失。

35.3　基于可靠性的设计
Reliability-Based Design

35.3.1　概述
General

在传统的确定性设计中，安全系数的作用是补偿影响性能的不确定性。这些安全系数是通过长期经验总结出来的。但一种结构的经验并不总能沿用至另一种结构，也不能轻易推广到新的结构。此外如果发现传统设计结构的实际安全水平存在较大可变性，则意味着也许可以更加优化地利用资源。尤其是在基于可靠性的设计已成为当前趋势的情况下，可靠性方法适合于弥补传统设计中的不足。这是因为可靠性方法可以直接或定量考虑性能不确定性。

与安全规范所用的传统系数相比，基于概率的设计规范能够确保结构更为可靠。文献中详细地说明了其优点：

●平衡设计更有效，可减轻重量和 / 或提高可靠性；

●更严谨地处理设计中的不确定性；

●因为总体设计过程的理念提高了，所以基于概率的设计方法可以促进结构工程发展；

●规范更加接近实践，易于定期修订，包含了新信息源以及与设计系数相关的附加统计数据；

●分项安全系数提供了一个框架，可将已有的设计实践推广到经验有限的新型船舶。

经验表明使用基于概率的设计规范可以使结构重量显著减轻。设计人员认为与传统的工作应力规范相比，新的 AISC-LRFD 规范使所有位置的钢材重量均减小了 5%~30%，通常为 10% 左右。船舶或其他海洋结构可能适用也可能不适用。

基于可靠性的海洋结构设计需对载荷、强度和条件评估不确定性的影响予以直接说明，并对安全措施进行计算，以评估设计或确定设计目标。

35.3.2 可靠性方法应用于许用应力设计 Application of Reliability Methods to ASD Format

许用应力设计的设计方程可表达为

$$R_{\mathrm{D}} \geqslant \eta S_{\mathrm{D}} \tag{35.7}$$

安全系数也可以反映整个结构系统的承载力。根据需求和承载力符合对数正态分布的特点，许用应力设计的利用系数 η 可表达为（Bea 等, 1997）

$$\eta = \alpha \frac{B_{\mathrm{s}}}{B_{\mathrm{R}}} \exp[(\beta\sigma - 2.33\sigma_{\mathrm{s}})] \tag{35.8}$$

式中：

η 为利用（安全）系数；

α 为相互作用动态效应（系统的瞬时加载和动态特性）系数；

B_{s} 为最大需求（加载）的中值偏差；

B_{R} 为单元承载力的中值偏差；

β 为年安全指数；

σ 为需求和承载力的总不确定性；

σ_{s} 为预期年最大加载的不确定性。

式（35.8）中数字 2.33 指平均值标准偏差的 2.33 倍，或者 99%。这相当于设计加载的年平均重现期为 100 年。如果在 10 年重现期条件的基础上定义安装条件，则应使用 1.28（90%）。

瞬时 / 动态加载的非线性性能系数 α 取决于结构的延性（应变 – 变形 – 变形能力）、残余强度（超出屈服的载荷 – 应力性能）、异常特征（循环载荷 – 变形 – 阻尼性能）以及瞬时 / 动态加载。

可将安全指数视为一种安全系数；β 越大，系统越可靠。需求 S 和承载力 R 的总不确定性可由下式确定：

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\mathrm{S}}^2 + \sigma_{\mathrm{R}}^2} \tag{35.9}$$

式中：

σ_{S} 为年最大需求的不确定性；

σ_{R} 为单元承载力的不确定性。

35.4　基于可靠性的规范修正
Reliability-Based Code Calibrations

35.4.1　概述
General

结构可靠性方法的一个重要应用是修正设计中的安全系数，使安全水平达到一致。所确定的安全系数可使各种条件下的修正失效概率 $P_{f,i}$ 尽量接近于目标可靠性水平 P_f^T。下节将定义和说明基于可靠性的规范修正所涉及的各种条件和步骤。

35.4.2　规范修正原理
Code Calibration Principles

结构设计规范由设计工况构成，设计工况根据以下因素的可能组合确定：

●结构；

●材料；

●环境和土壤条件；

●规范需涵盖的失效模式或极限状态。

规范旨在使目标可靠性指数与安全水平相符，这也是设计的目的。简便起见，以下假定规范所涵盖的所有极限状态的 β_t 均相同。但在实践中，如果各种极限状态的失效后果不同，则其 β_t 也不同。

需求函数表达了数据空间特定点的出现频率，即结构、材料、地理位置和极限状态的特定组合。对于规范范围内结构、材料、地理位置和极限状态的各种组合，可利用需求函数确定其权重系数 w。因此权重系数代表规范中各种设计工况的相对频率，其和为 1.0。权重系数可代表将来的预期需求。为此，通常假定可用以往的需求代表将来的需求。

因为规范无法修正至使设计与目标可靠性完全一致，所以需要确定一种近似

方法。对于设计与目标可靠性的偏差，可采用罚函数予以表达。有几种罚函数可以选择，其中一种罚函数采用 β 指数对设计过度和设计不足进行补偿：

$$M=\sum_i\sum_j\sum_k\sum_l\left(W_{i,j,k,l}\left(\beta_{i,j,k,l}-\beta_t\right)^2\right) \tag{35.10}$$

式中：

M 为罚函数，$W_{I,j,k,l}$ 为由指数集 (i,j,k,l) 所确定的设计工况的权重系数，$\beta_{I,j,k,l}$ 为根据规范设计工况得到的可靠性指数。罚函数 M 的这种表达式可以理解为超出设计工况范围的目标可靠性期望方差。

对于整个规范而言，修正普通安全系数集的主要要求是：在规范范围内，经修正的安全系数集必须使设计的安全水平尽量接近目标。将普通安全系数集定义为 g 集，并使罚函数 M 最小：

$$\min\{M\} \tag{35.11}$$

符合

$$\beta_{ijkl}\geqslant\beta_{\min} \tag{35.12}$$

在规范范围内。

式中 $\beta_{\min}$ 为最小可接受可靠性指数，可通过最优化方法得到，如果选择其他罚函数此方法也适用，例如设计不足比设计过度偏差更大的情况。

35.4.3 规范修正程序 Code Calibration Procedure

结合上述修正原理和实际设计考虑因素，一般认为以下步骤是较为合理的基于可靠性的规范修正程序：

步骤 1：针对所考虑的设计工况确定失效模式；

步骤 2：定义设计方程；

步骤 3：构造极限状态函数（LSF）；

步骤 4：估算极限状态函数中所有随机变量的不确定性；

步骤 5：估算失效概率；

步骤 6：确定目标安全水平；

步骤 7：修正安全系数；

步骤 8：评估结果。

35.4.4 规范修正的简单实例 Simple Example of Code Calibration

为了说明规范修正的原理和程序，下面给出一个简单实例。

问题：

假定对船舶结构细部进行强度设计校核所用的抗力 R 和载荷效应 S 可由下式给出：

$$R_C \geqslant \gamma S_C$$

式中：

特征强度 R_C 为

$$R_C = 0.85\mu_R$$

特征载荷效应 S_C 为

$$S_C = u_S$$

μ_R 和 μ_S 为平均值，相应的变化系数为 $V_R=0.1$ 和 $V_S=0.2$。标准偏差为 $\sigma_R = V_R\mu_R$ 和 $\sigma_S = V_S\mu_S$。假定使等号成立即可完成设计校核。当 γ 的值是多少时可使设计校核对应的失效概率分别为 10^{-3} 和 10^{-4}？

求解：

已知：

$R_C = 0.85\mu_R$

$S_C = u_S$

利用设计校核公式的相等条件可得

$R_C = \gamma S_C$

$0.85\mu_R = \gamma\mu_S$

$u_R/u_S = 1.18\gamma$

可靠性指数 β 可由下式给出

$$\beta = \frac{\mu_R - \mu_S}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2}} = \frac{\mu_R - \mu_S}{\sqrt{(V_R\mu_R)^2 + (V_S\mu_S)^2}}$$

因而

$$\beta = \frac{\mu_R/\mu_S}{\sqrt{0.01(\mu_R/\mu_S)^2 + 0.04}} = \frac{1.18\gamma - 1}{0.014\gamma^2 + 0.04}$$

当失效概率为 10^{-3} 时

$$\Phi(-\beta)=10^{-3}$$

$$\beta=\frac{1.18\gamma-1}{\sqrt{0.014\gamma^2+0.04}}=3.09$$

因而

$\gamma=1.56$

当失效概率为 10^{-4} 时

$$\Phi(-\beta)=10^{-4}$$

$$\beta=\frac{1.18\gamma-1}{\sqrt{0.014\gamma^2+0.04}}=3.72$$

因而

$\gamma=1.76$

需注意的是假定 μ_R/μ_S 符合对数正态分布，则可靠性指数 β 的表达式为

$$\beta=\frac{\ln(\mu_R/\mu_S)}{\sqrt{V_R^2+V_S^2}}$$

35.5 管状结构的数值实例 Numerical Example for Tubular Structure

35.5.1 案例描述 Case Description

为了说明修正程序，下面给出一个直接引用自 Song, Tjelta 和 Bai（1998）的详细实例。该案例研究的是简单 T 型接头，其几何形状和标记符号如图 35.1 所示。

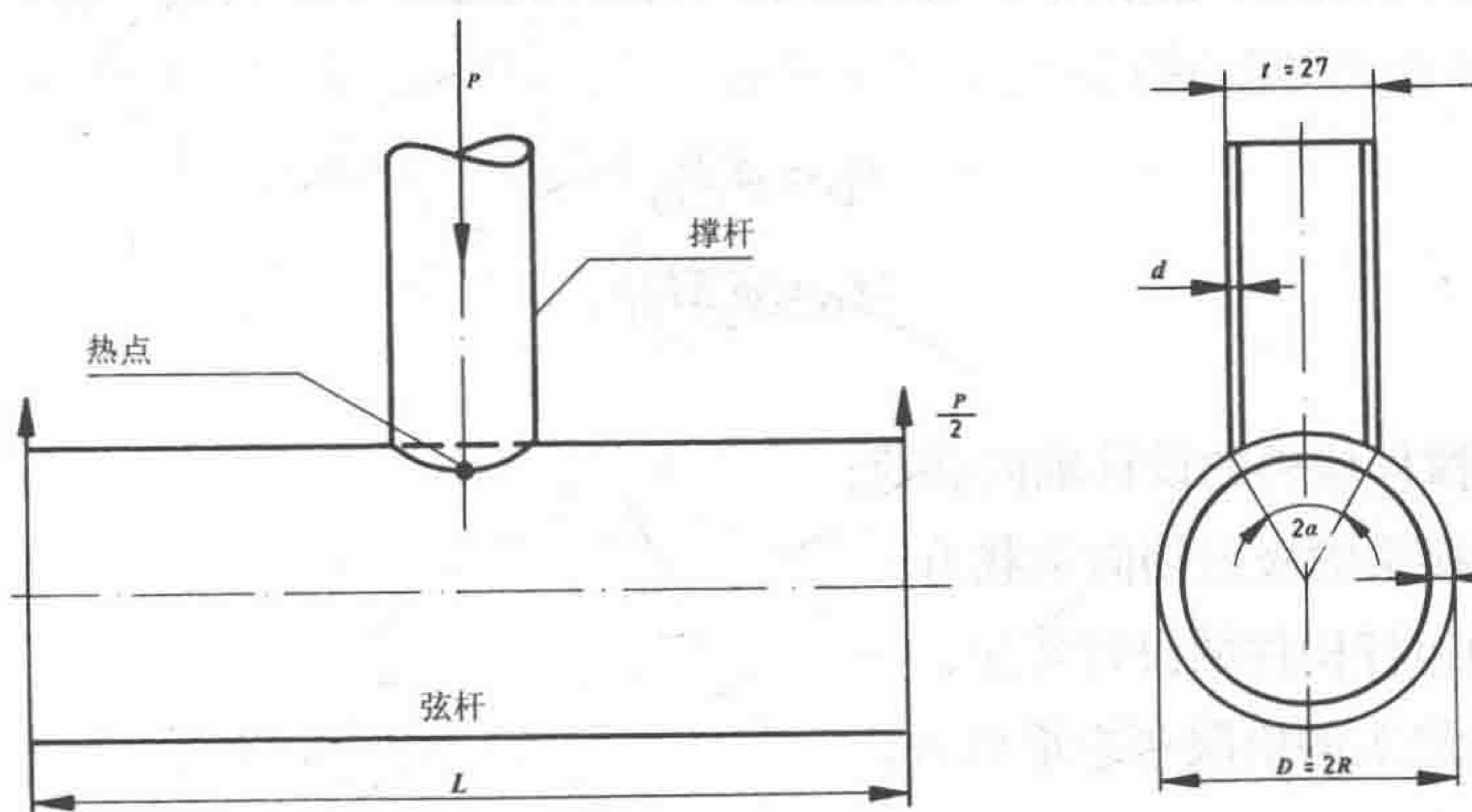
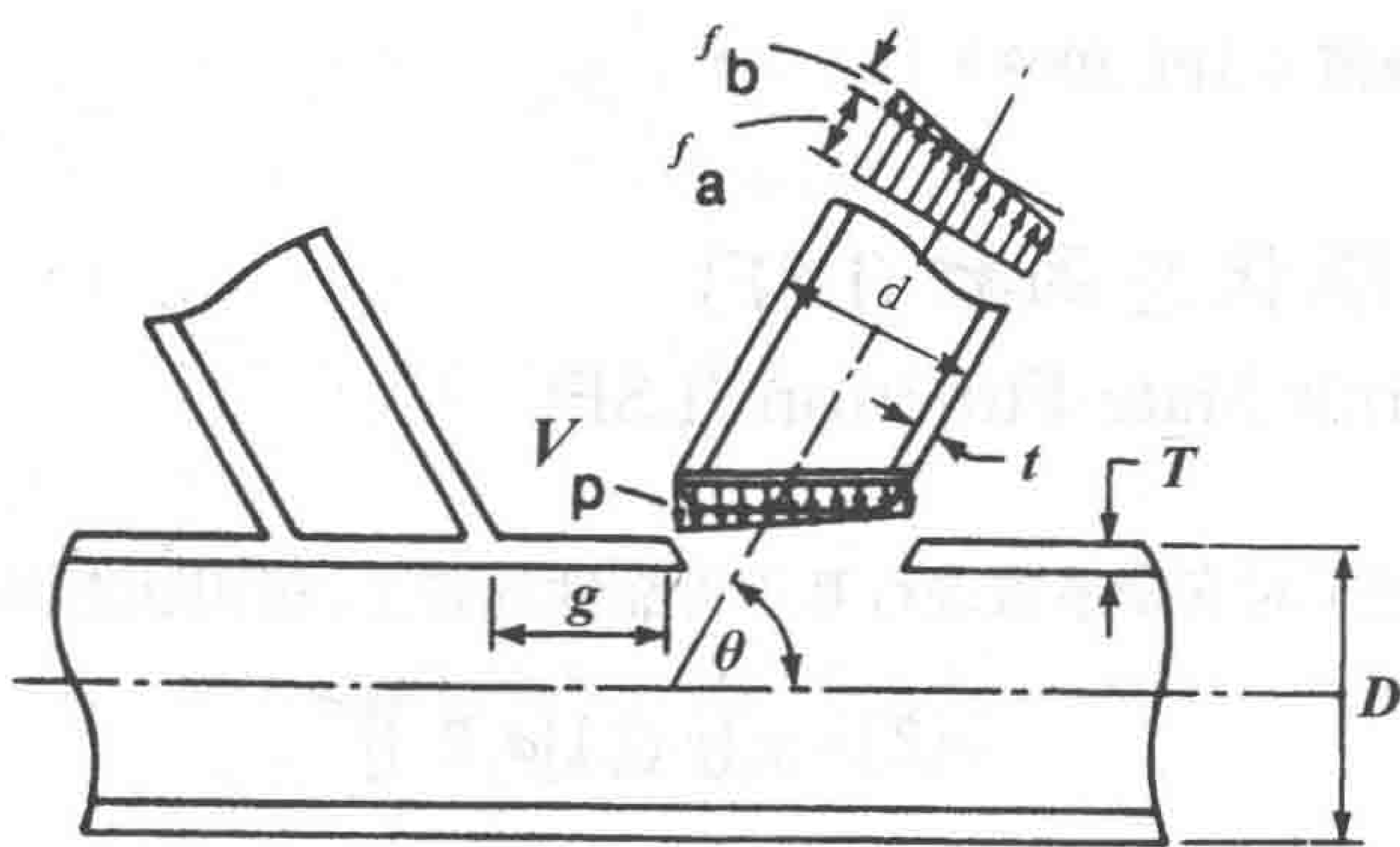


图 35.1　简单 T 型接头的几何剖面

35.5.2　设计方程 Design Equations

图 35.2 所示为固定式离岸平台的简单管状接头，其标记符号和几何参数已经定义。θ 为弦杆与撑杆的角度，g 为撑杆间距离，t 为撑杆壁厚，T 为弦杆壁厚，d 为撑杆直径，D 为弦杆直径。无量纲几何参数包括：直径比 ($\beta=d/D$)、弦杆刚度 ($\gamma=D/2T$)、壁厚比 ($\tau=t/T$)、弦杆长度参数 ($\alpha=L/D$) 以及距离参数 ($p=g/D$)。



35.2　固定式离岸平台的简单管状接头

根据 API RP2A-LRFD，如果接头的承载力满足以下条件则可进行简单接头强度检查：

$$P_D < \phi_j P_{uj} \quad (35.13)$$

$$M_D < \phi_j M_{uj} \quad (35.14)$$

式中：

P_D 为撑杆构件的设计轴向载荷；

P_{uj} 为接头的极限轴向承载力；

M_D 为撑杆构件的设计弯矩；

M_{uj} 为接头的极限弯矩承载力；

ϕ_j 为管状接头的抗力系数。

极限承载力可定义为（API, 1993）：

$$P_{uj} = \frac{F_y T^2}{\sin\theta} Q_u Q_f \quad (35.15)$$

$$M_{uj} = \frac{F_y T^2}{\sin\theta} (0.8d) Q_u Q_f \quad (35.16)$$

式中：

F_y 为接头处弦杆构件的屈服强度；

Q_f 为弦杆纵向设计载荷的设计系数；

Q_u 为极限强度系数，随接头和载荷类型的不同而变化。确定这两个系数的详细方法可参见规范（API, 1993）。

35.5.3 极限状态函数 (LSF)
Limit State Function (LSF)

通常为了便于对安全系数进行基于可靠性的修正，极限状态函数可表达如下：

$$g(Z) = g\lfloor(\gamma_i Q_i), (\phi_j R_j)\rfloor \quad (35.17)$$

式中：

Q_i 和 R_j 分别为载荷效应和强度（抗力）随机变量集；

γ_i 和 ϕ_j 分别为需根据 Q_i 和 R_j 进行修正的分项安全系数。

根据特定工况的失效标准可以得到极限状态函数。这里考虑的简单管状接头失效标准可定义为承载超出静态强度，静态强度符合 API 规范校核的要求。基于极限静态强度标准的极限状态函数可表达为

$$g(Z)=\phi_j\frac{F_yT^2}{\sin\theta}Q_uQ_f-P_D \tag{35.18}$$

$$g(Z)=\phi_j\frac{F_yT^2}{\sin\theta}(0.8d)Q_uQ_f-M_D \tag{35.19}$$

35.5.4 不确定性建模 Uncertainty Modeling

不确定性分析旨在识别和量化所出现的各种不确定性来源，并确定在后续可靠性分析中如何予以考虑。不确定性可由概率分布函数及其统计值度量。

考虑极限状态函数中包含的不确定性，随机变量 X_i 可定义为

$$X_i=B_XX_C \tag{35.20}$$

式中：

X_C 为 X_i 的特征值；

B_X 为反映 X_i 不确定性的标准化变量。

除了上述模型不确定性，本研究考虑的其他主要不确定性包括：

●屈服强度不确定性 X_y

屈服强度不确定性通常取决于管状接头的材料质量和制造规范。可采用正态分布来估算变化系数为 2% ~5% 时的不确定性。

●直径不确定性 X_d

直径不确定性由制造和测量所致。因为直径足够大，所以直径不确定性的变化系数预计不大。

●壁厚不确定性 X_t

壁厚不确定性由制造和测量所致。弦杆和撑杆的厚度不确定性可通过符合正态分布的偏差 X_t 予以考虑。

●载荷不确定性 X_s

载荷不确定性由环境描述和载荷计算的不确定性或可变性所致。对于通过恒定有效波高和波浪总数定义的海况，通常采用 Rayleigh 分布对最大波浪的分布进

行建模。上述分布的变化系数是一个描述短期可变性的参数，对于不同风暴类型其变化范围为 7.5%~15%（Efthymiou 等，1997）。变化系数给出的波浪载荷可变性由波高的自然可变性所致。波浪理论的缺陷和作用力系数也是波浪载荷计算出现不确定性的原因。根据全尺寸测量结果，波浪载荷的影响并不明显。通过对一些研究进行比较，波浪力模型的不确定性可用变化系数为 8% 表达，但这被认为比较保守（Efthymiou 等，1997）。在分析中包含载荷不确定性的方法是将带变化系数的偏差系数 X_S 引入极限状态函数。目前采用对数正态分布来表达此类不确定性。

●极限强度不确定性 X_R

离岸框架结构的极限强度主要由受压或受拉构件（撑杆）的强度特性以及轴向加载作用下管状接头的强度所决定。对于这些关键构件，根据美国和欧洲的强度数据库，变化系数为 10% 就足以表达构件强度的不确定性（Efthymiou 等，1997）。当破坏机制涉及许多构件时，系统强度的不确定性会降低。这意味着如果非线性分析方法足够精确，则延性系统的系统强度可变性应小于 10%。

将所考虑的这些不确定性引入极限状态函数，其表达式可简化为

$$g(Z)=X_Y X_t^2 X_R X_m - \phi X_S \quad (35.21)$$

$$g(Z)=X_Y X_t^2 X_d X_R X_m - \phi X_S \quad (35.22)$$

可靠性分析可基于表 35.1 给出的概率数据。

表 35.1 基本概率参数说明

随机变量	分布	平均值	变化系数
模型不确定性，X_m	对数正态分布	1.16	0.138
屈服强度不确定性，X_y	对数正态分布	1.14	0.04
直径不确定性，X_D	正态分布	1.02	0.02
壁厚不确定性，X_t	正态分布	1.04	0.02
载荷不确定性，X_S	对数正态分布	0.90	0.08
强度不确定性，X_R	对数正态分布	1.05	0.05

35.5.5 目标安全水平 Target Safety Levels

进行结构可靠性分析时，应根据失效后果、相关规范以及检查和修理的可达性等因素选择合适的安全水平，这称为目标安全水平。设计必须满足目标安全水平以确保能够达到特定的安全水平。

任何安全水平估算均应基于设计规范中关于安全水平的信息以及失效报告中构件的历史数据信息。如果可靠性大致符合要求，则根据传统程序设计的现有管状接头的安全水平可以作为目标安全水平的良好参考。需注意的是这仅与平均失效率相关，因为以往的设计方法存在区别和缺点，所以不同接头的实际安全水平差别很大。目标安全水平应进一步虑及失效模式的后果和失效的本质，这样针对特定失效模式就可以提高甚至降低目标可靠性水平。

目标安全水平通常能够反映失效后果、安全理念、检查和修理的可达性以及构件特性。一般根据失效后果和类型可将安全等级分为低、正常和高三种（见表 35.2），具体取决于所考虑的平台和构件。

1. 低安全等级

构件或管状接头的失效不会危及人员安全和环境，当出现一定损伤时可监视其状态，无需采取其他措施。

2. 正常安全等级

失效对人员安全的危险可以忽略，对平台主要部分有较小危险，对环境有较小破坏并产生一定经济损失。

3. 高安全等级

失效危及平台的总体安全、人员安全和环境，并且无法避免较高的经济损失。

表 35.2　建议目标安全水平

安全等级	目标	安全性
低	$P_f=10^{-2}$	β=2.32
正常	$P_f=10^{-3}$	β=3.09
高	$P_f=10^{-4}$	β=3.72

35.5.6 安全系数修正
Calibration of Safety Factors

除了能够将代表全概率设计的可靠性方法直接用于管状接头设计外，还可将可靠性方法间接用于基于修正设计校核的设计，旨在使安全水平达到一致。根据可靠性对管状接头设计进行修正的主要目的是在安全水平一致的基础上得到分项安全系数的最优集。

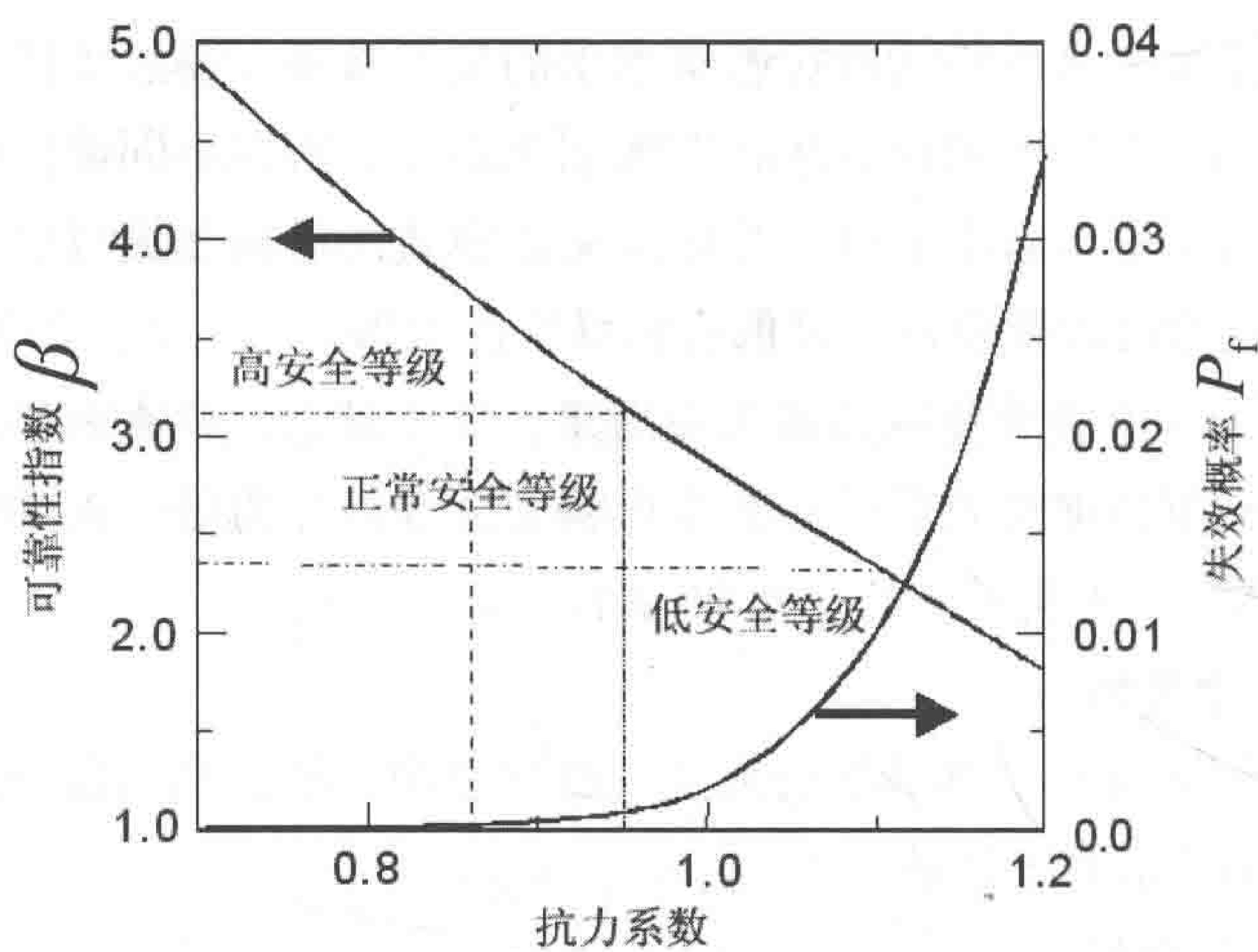


图 35.3　管状接头设计的安全系数修正

因为接头已经分为低、正常和高三个安全等级，所以根据所考虑接头的安全等级应使用不同的安全系数。设计所用安全系数对可靠性指数的影响如图 35.3 所示。对应于低、正常和高安全等级的安全系数建议分别取 1.1、0.95 和 0.86。必须指出修正安全系数可能与实际使用的安全系数不同，需基于实际工程判断对修正安全系数进行必要的修改，判断时应虑及所述管状接头的安全系数使用经验。

35.6 浮式生产储卸装置船体梁失效的数值实例 Numerical Example for Hull Girder Collapse of FPSOs

本节将参考第 1 篇第 13 章和第 3 篇第 25 章，基于可靠性对浮式生产储卸装置船体梁失效的修正予以介绍（Sun 和 Bai, 2001）。弯矩标准可以表达为

$$\gamma_s M_s + \gamma_w \varphi_w M_w \leqslant \phi_u M_u \tag{35.23}$$

式中：

γ_s、γ_w 和 ϕ_u 为分项安全系数。

选择目标可靠性水平是一项困难的工作，应基于失效后果、可靠性公式、检查的可达性以及修理的可能性。

以下是得到应用的 3 种方法（Mansour, 1997）：

（1）对于没有经验的新型结构，需就“合理”值达成一致。

（2）对现行设计规范的可靠性水平进行修正（通常用于规范修订）。

（3）成本效益分析。选择合适的目标可靠性以降低结构使用寿命内的总预期成本。这是首选方法但并不实用，因为其数据要求较高。

Mansour （1997）对目标可靠性的信息来源进行了审核，并建议商船失效强度的可靠性指数取 3.5。Guedes Soares 等（1996）建议船体梁失效的试用可靠性指数可取 3.7（“完工”状态）和 3.0（腐蚀船体的下限），这是对现有船舶设计实践中隐含的结构安全水平进行调研的基础上得出的。腐蚀状态定义为初始（新建）截面模量的 90%。

γ_s、γ_w 和 ϕ_u 为变量的设计值与相应的名义值之比。根据一阶可靠性方法的计算结果，失效点在设计值处的可能性最大。可推导出以下关系（Mansour, 1997）：

$$\gamma_s = \frac{\chi_s^* M_s^*}{M_s^n}, \gamma_w = \frac{\chi_u^* M_w^*}{M_w^n}, \phi_u = \frac{\chi_u^* M_u^*}{M_u^n}$$

式中：

χ^* 为设计值；

上角“n”为名义值。

对于已知目标可靠性指数β^0，强度（变化系数）和载荷效应概率分布的特征值、分项安全系数以及所需最小强度均可通过一阶可靠性方法确定。

表 35.3 可用于船体梁强度设计。

表 35.3　变量参考值

变量	说 明
M_u	极限强度，对数正态变量，平均值不确定，变化系数 =0.10
M_s	静水弯矩，一类极值变量
M_w	垂直波浪弯矩，一类极值变量
φ_w	载荷缩减系数
χ_u	预测极限强度的模型误差，一般变量，平均值 =1，变化系数 =0.05
χ_s	预测静水弯矩的模型误差，一般变量，平均值 =1，变化系数 =0.1
χ_w	预测垂直波浪弯矩的模型误差，一般变量，平均值=1，变化系数=0.24(中垂状态)
β^0	新建状态的目标年可靠性指数β^0 =3.7
β^c	腐蚀状态的目标年可靠性指数β^c =3.0

图 35.4 和图 35.5 为新建和改装浮式生产储卸装置的所需极限强度，是环境恶劣系数和几何参数Ψ的函数，Ψ由主要船舶特征的组合所确定，如

$$\Psi = C_w L^2 B(C_B + 0.7) \tag{35.24}$$

Ψ的数值范围为$1.375\,7\times10^8$~$5.287\,9\times10^8$，根据现有大部分浮式生产储卸装置的主要船舶特征，此数值范围可涵盖长度为 180~260m、型宽为 30~46m 以及方型系数为 0.80~0.92 的浮式生产储卸装置（macGregor, 2000）。图 35.4 和图 35.5 中符号 A1~A5 所代表的Ψ值分别为$1.375\,7\times10^8$、$2.088\,4\times10^8$、$2.887\,9\times10^8$、$4.050\,4\times10^8$和$5.287\,9\times10^8$。随着环境恶劣系数或尺寸参数Ψ的增加，所需极限强度也会增加。所需极限强度近似于环境恶劣系数和几何参数Ψ的双线性函数。

计算得出的其他结果是分项安全系数。可以看出抗力系数与环境恶劣系数的依赖性较弱，与几何参数Ψ无关。新建和改装浮式生产储卸装置的分项安全系数和环境恶劣系数的关系如图 35.6 和图 35.7 所示。

根据图 35.4 和图 35.5 的结果，可以得到以下两个回归公式：

对于新建浮式生产储卸装置：

$$M_u = -0.065\left(1 + 2.778k_s\right)C_w L^2 B\left(C_B + 0.7\right) \tag{35.25}$$

对于改装浮式生产储卸装置

$$M_u = -0.060\left(1 + 2.635k_s\right)C_w L^2 B\left(C_B + 0.7\right) \tag{35.26}$$

必须强调的是以上公式并非完善，引用的数值只能作为参考。但是当数据充足时，该方法也可用于为新建和改装浮式生产储卸装置制定结构设计标准。

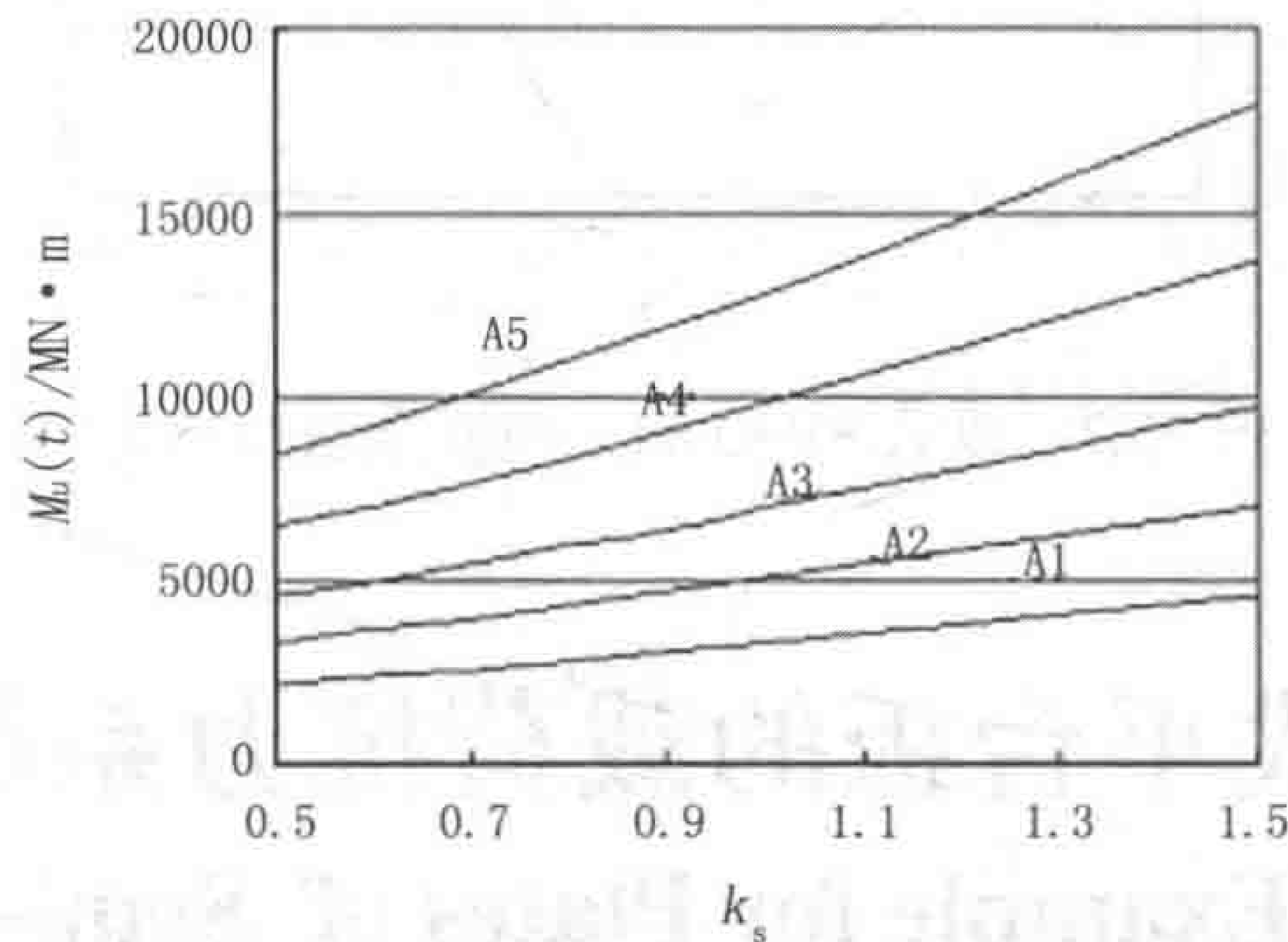


图 35.4　环境恶劣系数和船舶主要特征对新建 FPSO 最小所需极限强度的影响

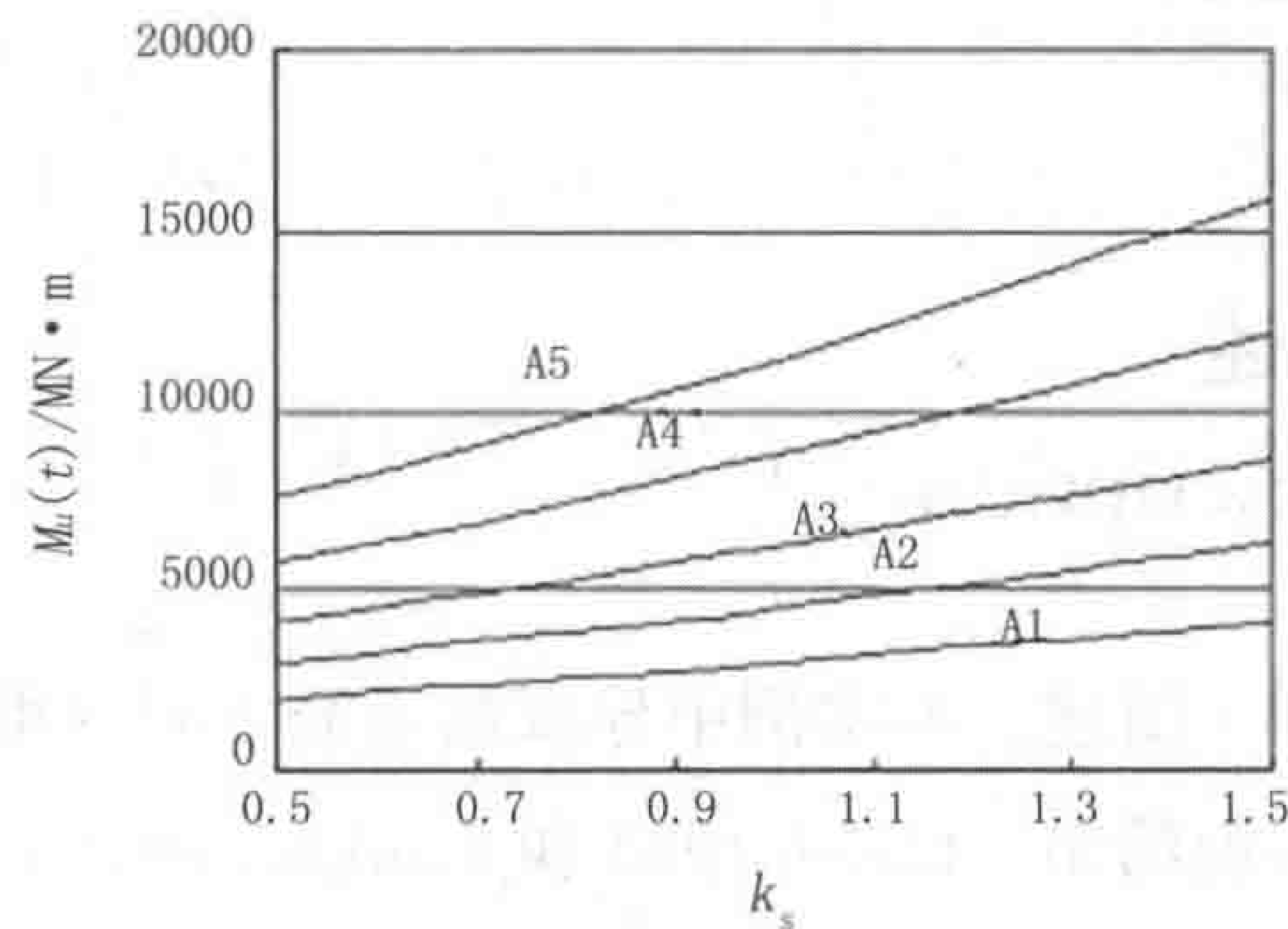


图 35.5　环境恶劣系数和船舶主要特征对改装 FPSO 最小所需极限强度的影响

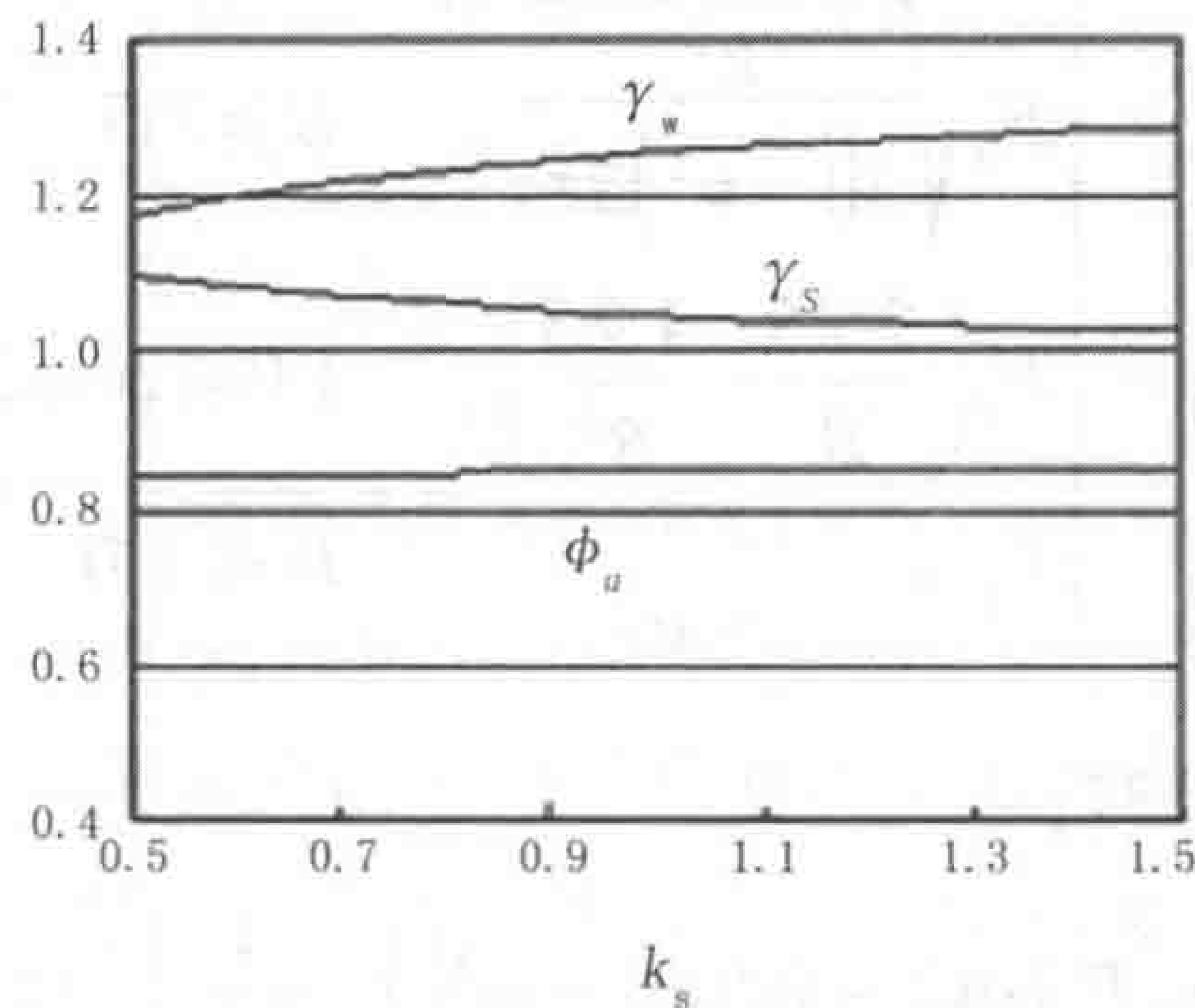


图 35.6　新建 FPSO 的分项安全系数与 k_s

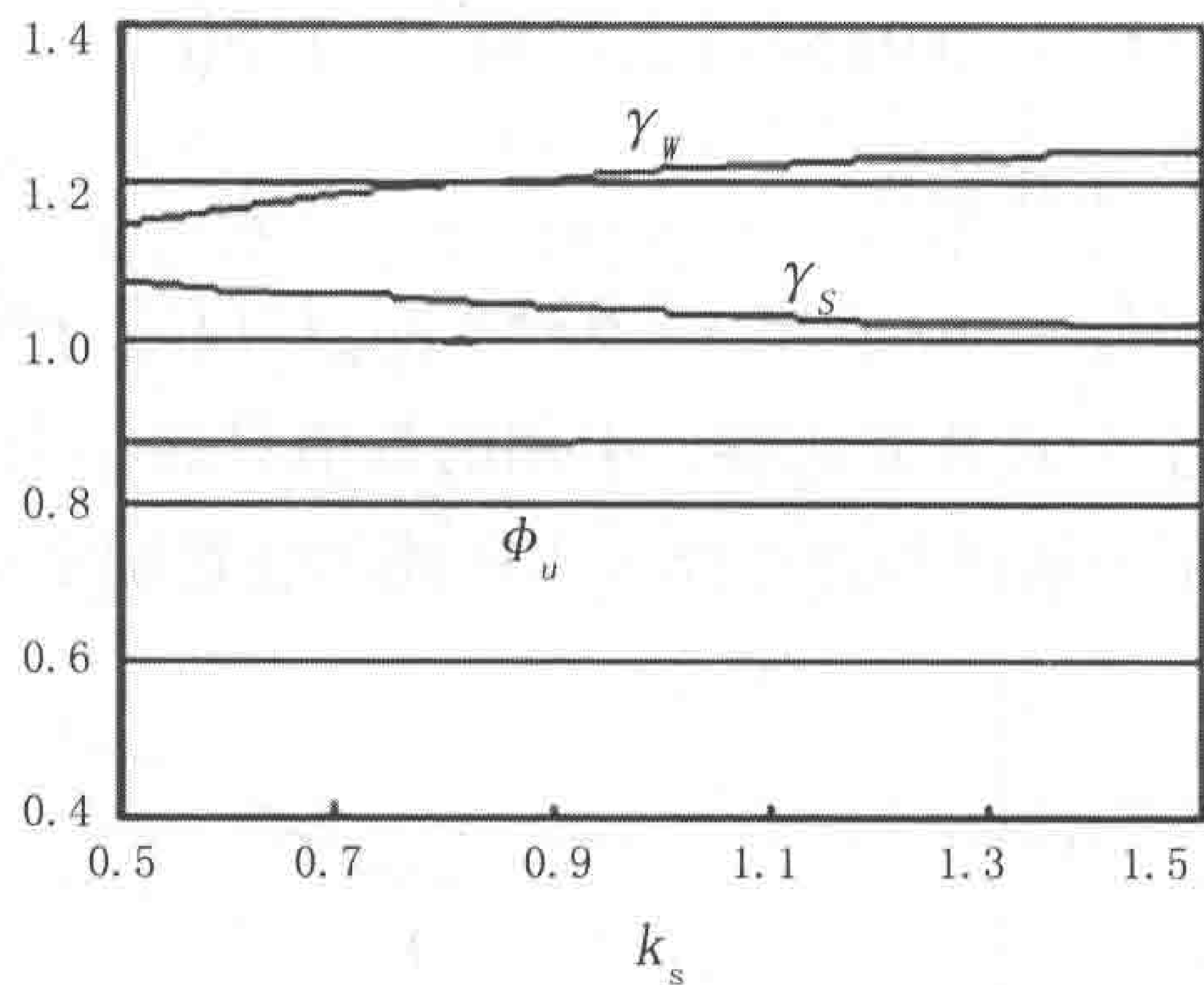


图 35.7　改装 FPSO 的分项安全系数与 k_s

35.7　半潜式平台板的载荷抗力系数设计实例 LRFD Example for Plates of Semi-Submersible Platforms

35.7.1　案例描述 Case Description

如 Mansour（1986）所述，本案例中导致加强筋之间的板发生失效的极限强度 f_u 可根据以下两种情况给出（Bleich 1952 和 Faulkner 1975）：

（1）当 $a/b > 1.0$ 时：

$$f_u = \begin{cases} F_y\sqrt{\dfrac{\pi^2}{3(1-\nu^2)B^2}}, & B \geqslant 3.5 \\ F_y\left(\dfrac{2.25}{B} - \dfrac{1.25}{B^2}\right), & 1.0 \leqslant B < 3.5 \\ F_y, & B < 1.0 \end{cases} \tag{35.27}$$

（2）当 $a/b < 1.0$ 时：

$$f_u = F_y\left[\alpha C_u + 0.08(1-\alpha)\left(1+\frac{1}{B^2}\right)\right]^2 \leqslant F_y \tag{35.28}$$

式中：

F_y 为板的屈服强度（应力）；

a 为板的长度或跨度；

b 为纵向加强筋之间的距离；

$B=\frac{b}{t}\sqrt{\frac{F_y}{E}}$，$\alpha = a/b$；

t 为板的厚度；

E 为弹性模量；

v 为泊松比。

且有

$$C_u=\begin{cases}\sqrt{\dfrac{\pi^2}{3\left(1-v^2\right)B^2}}, & B\geqslant 3.5\\ \dfrac{2.25}{B}-\dfrac{1.25}{B^2}, & 1.0\leqslant B<3.5\\ 1.0, & B<1.0\end{cases} \tag{35.29}$$

本案例中目标可靠性指数设定为 3.0~4.0，作用于板的载荷主要可分为三种类型：静水载荷、波浪载荷和动态载荷。在此情况下，设计所用的载荷和抗力系数可表达为：

$$0.96F_u \geqslant 1.07f_s + k_w\left(1.64f_w + 1.17k_D f_D\right) \tag{35.30}$$

将上式变换为极限状态函数：

$$g = F_u - f_s - k_w\left(f_w + k_D f_D\right) \tag{35.31}$$

式中：

F_u 为单轴压缩作用下板的极限强度；

f_s 为静水弯矩产生的应力；

f_w 为波浪弯矩产生的应力；

f_D 为动态弯矩产生的应力；

k_w 为载荷组合系数，其值为 1.0（NSWC1996）；

k_D 为载荷组合系数，其值为 0.7（NSWC1996）。

静水应力、波浪应力和动态应力的平均值以 $f_s/\overline{f_w}$ 之比给出，如表 35.4 所示。表中还列出了目标可靠性指数和强度不确定性（变化系数）f_u 的范围。表 35.5 概述了强度和载荷的概率特征。

表 35.4 关键参数的范围

参 数	范 围
β	3.0、3.5 和 4.0
$COV(f_u)$	0.02 和 0.05
$f_s/\bar{f}_w$	0.2、0.3 和 0.4
$f_D/\bar{f}_w$	0.25、0.30 和 0.35

表 35.5 强度和载荷的概率特征

随机变量	变化系数（建议）	分布类型	总偏差
f_u	0.02~0.05（0.04）	对数正态分布	1.16
f_s	0.15（0.15）	正态分布	0.7
f_w	0.1~0.2(0.15)	I 型极大值分布	1.0
f_D	0.2~0.3(0.25)	I 型极大值分布	1.0

35.7.2 设计步骤 Design Steps

（1）输入无量纲随机变量。

可根据统计结果对不同载荷的比率进行分类。变量变换如下：

$$F_u / \bar{f}_W = X_1 \tag{35.32}$$

$$f_S / \bar{f}_W = X_2 \tag{35.33}$$

$$k_W (f_W / \bar{f}_W) = X_3 \tag{35.34}$$

$$k_W k_D (f_D / \bar{f}_W) = X_4 \tag{35.35}$$

根据以上变换，极限状态函数可表达为

$$g = X_1 - X_2 - X_3 - X_4 \tag{35.36}$$

一个实例 (β_0=3.0)：

在表 35.6 中输入以下数据集，目标可靠性指数 β_0 取 3.0。

表 35.6 输入数据集

输入	X_1		X_2		X_3		X_4		β_0
	μ	COV	μ	COV	μ	COV	μ	COV	
1	2.5	0.04	0.2	0.15	1.0	0.15	0.25	0.25	3.0

然后使用 MATLAB 软件：

$$\mu_{X_i}=[2.5,0.2,1.0,0.25],\quad COV_{X_i}=[0.04,0.15,0.15,0.25]$$

对于设计点x_i^*，假定采用以下方程可在约化坐标中得到$x_i^{'*}$：

$$x_i^{'*}=\frac{x_i^*-\mu_{x_i}}{\sigma_{X_i}} \tag{35.37}$$

式中：

$x_i^{'*}=-\alpha_i^*\beta$，$\mu_{X_i}$为基本随机变量的平均值；

σ_{X_i}为基本随机变量的标准偏差；

正则坐标和约化坐标中的设计点分别为x_i^*和$x_i^{'*}$；

基本随机变量的平均值μ_{X_i}可用作设计点的初始值。

（2）采用以下方程估算设计点处非正态基本随机变量的等效正态分布：

$$\mu_X^{\mathrm{N}}=x^*-\Phi^{-1}\left(F_X\left(x^*\right)\right)\sigma_X^{\mathrm{N}} \tag{35.38}$$

$$\sigma_X^{\mathrm{N}}=\frac{\phi\left(\Phi^{-1}\left(F_X\left(x^*\right)\right)\right)}{f_X\left(x^*\right)} \tag{35.39}$$

式中：

μ_X^{N}为等效正态分布的平均值；

σ_X^{N}为等效正态分布的标准偏差；

$F_X\left(x^*\right)$为x_i^*的初始（非正态）累积分布函数（CDF）；

x_i^*在设计点处估算得到，$f_X\left(x^*\right)$为x_i^*的初始概率密度函数（PDF）；

x_i^*在设计点处估算得到，Φ（•）为标准正态分布的累积分布函数；

ϕ（•）为标准正态分布的概率密度函数。

等效正态分布的平均值和标准偏差可估算为

$$\mu_{X_i}^{\mathrm{N}}=[2.498,\ 0.2,\ 0.9746,\ 0.2394]$$

$$\sigma_{X_i}^{\mathrm{N}}=[0.0981,\ 0.03,\ 0.1434,\ 0.0598]$$

（3）采用以下方程计算设计点处（α_i^*,i=1,2,⋯,n）的方向余弦：

$$\alpha_i^*=\frac{\left(\dfrac{\partial g}{\partial x_i^{'}}\right)_*}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(\dfrac{\partial g}{\partial x_i^{'}}\right)_*^2}} \tag{35.40}$$

式中：

$$\left(\frac{\partial g}{\partial x_i^{'}}\right)_* = \left(\frac{\partial g}{\partial x_i}\right)_* \sigma_{X_i}^{\mathrm{N}} \tag{35.41}$$

计算得到α_i^*=[0.5271, –0.1612, –0.7706, –0.3213]。

（4）现在α_i^*、$\mu_{X_i}^{\mathrm{N}}$和$\sigma_{X_i}^{\mathrm{N}}$已知，可求解以下方程得到$\beta$：

$$g\left[\left(\mu_{X_1}^{\mathrm{N}} - \alpha_{X_1}^* \sigma_{X_1}^{\mathrm{N}} \beta\right), \cdots, \left(\mu_{X_n}^{\mathrm{N}} - \alpha_{X_n}^* \sigma_{X_n}^{\mathrm{N}} \beta\right)\right] = 0 \tag{35.42}$$

计算得到β=5.825。

（5）使用第 4 步得到的β，可通过以下方程得出新设计点：

$$x_i^{'*} = \mu_{X_i}^{\mathrm{N}} - \alpha_i^* \sigma_{X_i}^{\mathrm{N}} \beta \tag{35.43}$$

计算得到$x_i^{'*}$=[2.197,0.228,1.618,0.351]。

（6）重复第 1 步至第 5 步，并进行以下循环计算：

如果$\beta - \beta_0 \geqslant 0.01$,

$$\mu\left(R^*\right) = \mu\left(R^*\right) - \mu\left(R^*\right)/100 \tag{35.44}$$

如果$\beta - \beta_0 < 0.01$,

$$\mu\left(R^*\right) = \mu\left(R^*\right) + \mu\left(R^*\right)/100 \tag{35.45}$$

β和μ_R的收敛值分别为 3.009 88 和 2.112 96（见表 35.7）。

抗力和设计点的平均值可用于计算所需平均分项设计安全系数：

$$\varphi^{'} = \frac{R^*}{\mu_R} \tag{35.46}$$

$$\gamma_i^{'} = \frac{L_i^*}{\mu_{L_i}} \tag{35.47}$$

强度系数通常小于 1，而载荷系数通常大于 1。根据此数据集，平均载荷和抗力系数如下：

平均强度缩减系数 ($\phi_{\mathrm{f_u}}$)=0.965 611

平均静水载荷系数 ($\gamma_{\mathrm{f_s}}$)=1.034 81

平均波浪载荷系数 ($\gamma_{\mathrm{f_w}}$)=1.642 82

平均动态载荷系数（$\gamma_{\mathrm{f_D}}$）=1.088 61

35.7.3 统计结果
Statistical Results

半潜式平台板的载荷抗力系数设计输入数据如表 35.7 所示，采用 MATLAB 软件可以得到不同安全水平的分项安全系数，输出结果如表 35.8 所示。

表 35.7　输入数据

输入编号	X_1		X_2		X_3		X_4		β_0
	μ	变化系数	μ	变化系数	μ	变化系数	μ	变化系数	
1	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	3.0
2	2.5	0.04	0.2	0.15	1.0	0.15	0.25	0.25	3.5
3	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	4.0
4	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	3.0
5	2.5	0.04	0.2	0.15	1.0	0.15	0.30	0.25	3.5
6	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	4.0
7	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	3.0
8	2.5	0.04	0.2	0.15	1.0	0.15	0.35	0.25	3.5
9	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	4.0
10	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	3.0
11	2.5	0.04	0.3	0.15	1.0	0.15	0.25	0.25	3.5
12	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	4.0
13	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	3.0
14	2.5	0.04	0.3	0.15	1.0	0.15	0.30	0.25	3.5
15	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	4.0
16	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	3.0
17	2.5	0.04	0.3	0.15	1.0	0.15	0.35	0.25	3.5
18	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	4.0
19	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	3.0
20	2.5	0.04	0.4	0.15	1.0	0.15	0.25	0.25	3.5
21	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	4.0
22	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	3.0
23	2.5	0.04	0.4	0.15	1.0	0.15	0.30	0.25	3.5
24	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	4.0
25	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	3.0
26	2.5	0.04	0.4	0.15	1.0	0.15	0.35	0.25	3.5
27	2.5	0.04		0.15	1.0	0.15		0.25	4.0

表 35.8 输出数据

输出编号	ϕ_{f_u}	γ_{f_s}	γ_{f_w}	γ_{f_D}	β	$\mu(R)$
1	0.965 611	1.034 81	1.642 82	1.088 61	3.009 88	2.112 96
2	0.962 692	1.035 68	1.840 32	1.093 08	3.509 56	2.325 51
3	0.959 579	1.036 27	2.064 41	1.096 17	4.009 97	2.567 27
4	0.965 261	1.034 74	1.631 28	1.126 67	3.009 95	2.149 5
5	0.962 317	1.035 63	1.828 18	1.133 26	3.509 89	2.362 31
6	0.959 225	1.036 24	2.049 26	1.137 78	4.005 02	2.601 51
7	0.964 932	1.034 64	1.615 43	1.171 94	3.009 77	2.186 14
8	0.961 958	1.035 57	1.811 18	1.181 78	3.509 89	2.399 09
9	0.958 818	1.036 2	2.033 63	1.188 62	4.009 79	2.640 83
10	0.964 484	1.052 14	1.635 11	1.088 38	3.009 86	2.220 07
11	0.961 53	1.053 47	1.832 25	1.092 94	3.509 78	2.433 16
12	0.958 4	1.054 37	2.055 83	1.096 07	4.009 99	2.675 25
13	0.964 139	1.052 03	1.623 6	1.126 33	3.009 95	2.256 66
14	0.961 161	1.053 41	1.819 92	1.133 05	3.509 69	2.469 81
15	0.958 079	1.054 32	2.038 47	1.137 61	4.000 38	2.707 14
16	0.963 817	1.051 88	1.607 75	1.171 43	3.009 63	2.293 29
17	0.960 806	1.053 32	1.802 94	1.181 46	3.509 68	2.506 63
18	0.957 645	1.054 27	2.025 02	1.188 41	4.009 77	2.748 88
19	0.963 354	1.069 4	1.625 48	1.088 08	3.009 6	2.329
20	0.960 361	1.071 23	1.822 1	1.092 76	3.509 63	2.542 61
21	0.957 211	1.072 45	2.045 05	1.095 95	4.009 51	2.784 99
22	0.963 014	1.069 26	1.613 98	1.125 89	3.009 63	2.365 62
23	0.960 043	1.071 12	1.806 52	1.132 69	3.501 74	2.575 75
24	0.956 891	1.072 38	2.027 82	1.137 43	4.000 18	2.817 06
25	0.981 421	1.069 6	1.641 51	1.173 58	3.007 31	2.401 49
26	0.959 643	1.071 02	1.792 91	1.181 06	3.509 68	2.616 25
27	0.956 457	1.072 32	2.014 56	1.188 15	4.009 98	2.859 07

根据表中的输出数据，通过采用最小抗力系数和最大载荷系数可针对各可靠性指数进行数据统计。该方法能更为有效地保证结构的安全性并提高结构的可靠性。统计结果如表 35.9 所示。

表 35.9　不同安全水平的 PSF结果

β_0	ϕ_{f_u}	γ_{f_s}	γ_{f_w}	γ_{f_D}
3.0	0.96	1.07	1.64	1.17
3.5	0.96	1.07	1.84	1.18
4.0	0.96	1.07	2.06	1.18

通过满足以下设计标准 (β_0 =3.0)，得到的分项安全系数可用于对板的极限承载力进行设计，板受到静水弯矩、波浪弯矩和动态弯矩的共同作用：

$$0.96F_u \geqslant 1.07f_s+k_w(1.64f_w+1.17k_Df_D) \quad (35.48)$$

因而各种船体构件的设计均可采用基于可靠性的设计规范。

35.8 参考文献 References

[1] AISC (1986), Load and Resistance Factor Design, in Manual of Steel Construction, American Institute of Steel Construction, Chicago.

[2] API (1989), Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms-Load and Resistance Factor Design, API RP2A-LRFD, American Petroleum Institute, TX.

[3] Bai, Y. and Song, R. (1997), Fracture Assessment of Dented Pipes with Cracks and Reliability-based Calibration of Safety Factors, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.74, pp. 221-229.

[4] Bai, Y. and Song, R. (1998), Reliability-Based Limit State Design and Requalification of Pipelines, Proceedings of 17th Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE’98), Portugal, July, 1998.

[5] Bea, R. and Craig, M. (1997), Reliability Based Load and Resistance Factor

Design Guidelines for Offshore Platforms to Resist Earthquakes, Prof. 16th OMAE, Yokohama, Japan.

[6] Birkinshaw, M. and Smith, D. (1996), The Setting of Target Safety Levels for the Assessment of Offshore Structures, Proc. 6th Int. Offshore and Polar Engineering Conference, USA.

[7] Efthymiou, M., Van, J.W., Tromans, P.S. and Hines, I.M. (1997), Reliability-Based Criteria for Fixed Steel Offshore Platforms, Journal of OMAE, Vol. 119, May.

[8] Guedes Soares, C, Dogliani, M., Ostergaard, C., Parmentier, G. and Perdersen, P. Terndrup (1996), Reliability Based Ship Structural Design, Trans. SNAME, Vol. 104, pp.375-389.

[9] MacGregor, J. R., et al, (2000) Design and Construction of the FPSO Vessel for the Schiehallion Field, Trans. RINA, Vol. 142, pp. 270-304.

[10] Mansour, A. E. (1997), Assessment of Reliability of Ship Structures, SSC-398, Report of Ship Structures Committee.

[11] Ravindra, M.K. and Galambos, T.V. (1978), Load and Resistance Factor Design for Steel, J. of the Structural Division, Vol. 104, pp.1337-1353.

[12] Song, R, Tjelta, E and Bai, Y. (1998), Reliability-based Calibration of Safety Factors for Tubular Joint Design, Proc. 8th International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE' 98), Montreal, Canada, May, 1998.

[13] Sun, H.H. and Bai, Y. (2001), Time-Variant Reliability of FPSO Hulls, SNAME Transactions, Vol. 109.

第 36 章　疲劳可靠性

Fatigue Reliability

36.1 简介
Introduction

传统强度评估是在最大静态设计载荷下考虑海洋结构的安全性，但海洋结构在很大程度上受时变应力的影响。这些应力由波浪和推进设备产生的作用力以及货物加载的变化所致。

对于受到疲劳加载作用的结构，其失效特性与只受到静态加载作用的结构明显不同。静态加载会导致各种形式的失效，例如屈服、失稳或脆性断裂。这些失效均在单一极限载荷作用下发生。由疲劳加载产生的损伤可概述如下：在裂纹初始阶段，反复塑性变形的累积作用导致出现细小的疲劳裂纹。此时会发生局部结构变化、析出和微观结构变化等。在随后的损伤过程中，疲劳裂纹由一条或多条沿着滑移带分布的细小裂纹扩展而成。

疲劳是运行中结构的一种典型失效模式。正确预测疲劳特性对于使结构保持足够的可靠性和完整性水平至关重要。

对于因使用高强度钢而存在较大动态加载、高应力集中和高应力水平的海洋结构，其某些焊接构件的主要设计标准是高循环疲劳，特别是撑杆与甲板的连接处。就船舶的主要强度而言，疲劳是需要考虑的问题。但大部分疲劳裂纹均发生在次要构件上，例如横向肋骨，特别是纵向加强筋和肋骨之间的连接处。

因为采用了各种假定和推测，所以疲劳评估中存在较大不确定性，而且缺乏数据以及分析中存在的固有随机性也会产生额外的不确定性，因而就有必要使用统计方法和可靠性方法。

本书第 4 篇和 Almar-Naess（1985）、Rice 等，（1988）、Maddox（1991）等介绍了船舶和其他海洋结构疲劳强度评估的基础知识。

36.2　疲劳应力模型的不确定性
Uncertainty in Fatigue Stress Model

36.2.1　应力建模
Stress Modeling

构件的应力计算过程包括以下步骤：

（1）对环境进行定义和建模。

（2）将环境条件转换为结构上的作用力。

（3）计算结构对环境载荷的响应。

（4）计算构件的名义应力。

（5）计算设计中使用的应力，例如应力集中点的应力。

每个步骤均有假定，所有假定均包含一定程度的不确定性。

36.2.2　应力建模误差
Stress Modeling Error

估算应力建模误差的一个简单方法是用随机变量 B 来定义模型不确定性，参见第 4 篇第 31 和第 32 章：

$$S_a = B\,S \tag{36.1}$$

式中：

B 为偏差，可对建模误差进行量化；

S_a 为实际应力；

S 为估算应力。

模型不确定性由一些因素造成，如 Wirsching 和 Chen（1988）所述：

B_M 为制造和装配作业；

B_S 为海况描述；

B_F 为波浪力预测；

B_N 为构件的名义载荷；

B_H 为应力分析中应力集中系数（*SCF*）的估算值。

利用这 5 个偏差系数，可以得到以下 *B* 的表达式：

$$B = B_M B_S B_F B_N B_H \tag{36.2}$$

假定每个随机变量均符合对数正态分布，则 *B* 的平均值和变化系数分别为

$$\overline{B} = \prod_i \overline{B}_i \tag{36.3}$$

式中：*i*=M, S, F, N, H，变化系数为

$$C_B = \sqrt{\prod_i \left(1 + C_i^2\right) - 1} \tag{36.4}$$

可采用四种不确定性水平来改进应力分析，如表 36.1 所示。需要注意的是因为对数正态分布不对称，所以区间也不对称。

表 36. 1　应力预测中的不确定性水平

不确定性水平	变化系数 C_B	容许水平 *
1	0.30	0.55~1.80
2	0.25	0.61~1.65
3	0.20	0.67~1.50
4	0.15	0.74~1.35

* 假定：　(1)$\tilde{B}$=1.0；(2)*B* 为对数正态分布；(3) 容许水平基于 ±2 标准偏差。

以下是选择不确定性水平的总体指南：

水平 1	用于采用设计应力的安全性检查。Weibull 分布形状参数和使用寿命采用默认值。估算载荷时置信水平较低
水平 2	对于长期应力范围采用 Weibull 模型，需使用合理的参数估计值
水平 3	对于长期应力范围使用 Weibull 模型及通过类似船舶试验获取的理想参数估计值。如果参数的置信水平仅为中等则使用柱状图方法和 / 或谱方法
水平 4	根据船舶的预期使用情况对其进行全面动态结构分析，并作为柱状图方法或谱方法输入条件的基础

36.3　疲劳可靠性模型
Fatigue Reliability Models

36.3.1　简介
Introduction

构件的疲劳损伤计算需基于几个变量，每个变量均存在一定程度的随机性，可以使用隐式和显式安全系数来说明其随机性。安全系数是较为主观的度量，需根据以往的经验进行修正。有效利用各种变量的不确定性程度信息是较为困难的。

可靠性理论提供了在疲劳损伤计算中纳入不确定性信息的方法，可用于计算构件的可靠性，即一个构件在规定使用寿命内的失效概率。采用系统可靠性可估算出构件系统的可靠性。

预测疲劳寿命的概率方法需与 *S–N* 方法或断裂力学方法结合使用。结合 *S–N* 方法的概率分析通常在结构设计阶段使用，而对检查后剩余寿命进行概率分析则一般基于断裂力学（FM）方法。

本节将介绍疲劳可靠性模型，相关文献较多，例如 Wirsching（1984）、White 和 Ayyub（1987）、Hovde 和 Moan（1994）、Xu 和 Bea（1997）以及 Wirsching 和 Mansour（1997）。

36.3.2　疲劳可靠性——*S–N* 方法
Fatigue Reliability – *S–N* Approach

根据第 3 篇第 27 章，在一个包含了 N_0 个循环的周期内，累积疲劳损伤可表达为

$$D=\frac{N_0}{K}\cdot\frac{S_0^m}{(\ln N_0)^{m/\xi}}\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right) \tag{36.5}$$

式中：

K 和 m 为材料参数；

$\Gamma(\cdot)$ 为伽马函数；

S_0 和 ξ 为长期应力范围分布的最大应力范围和 Weibull 形状参数。

疲劳失效标准可定义为

$$D \geqslant \Delta \tag{36.6}$$

式中：

Δ 为失效时的 Miner 和。

耐疲劳极限 N_0 的不确定性可视为变量 X_{N0}，符合变化系数为 5% ~ 20% 的对数正态分布。引入应力建模参数 B，则极限状态函数（LSF）可表达为

$$g_i(Z)=\Delta-\frac{N_0}{K}\cdot\frac{B_0^m S_0^m}{(\ln N_0)^{m/\xi}}\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right) \tag{36.7}$$

以上极限状态函数也可表达为

$$g_i(Z)=K\Delta\cdot\frac{(\ln N_0)^{m/\xi}}{B_m S_0^m\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right)}-N_T \tag{36.8}$$

式中：

N_T 为预计使用寿命。

36.3.3 疲劳可靠性——断裂力学（FM）方法 Fatigue Reliability -Fracture Mechanics (FM) Method

概率断裂力学可从每个循环断裂增量的确定性 Paris-Erdogan 公式扩展而来：

$$\frac{da}{dN}=C\cdot(\Delta K)^m \tag{36.9}$$

式中：

a 为断裂深度；

N 为循环数；

C, m 为材料常数；

$\Delta K=K_{max}-K_{min}$，为应力强度系数的范围，$K=S\sqrt{\pi a}F$；

S 为构件上垂直于裂纹的名义应力；

F 为取决于构件和裂纹几何特性的修正系数。

1. 初始裂纹尺寸

表面缺陷通常比内部缺陷更危险，因为其一般位于应力集中处、具有类似于裂纹的形状且垂直于主应力方向。这种缺陷的统计分布信息是非常重要的。假定初始裂纹尺寸是独立的，并且可以作为符合指数分布的随机变量进行处理：

$$F_{a_0}(a_0)=1-\exp\left(-\frac{a_0}{\lambda_0}\right) \tag{36.10}$$

式中：

λ_0 为初始裂纹尺寸的分布参数。

2. 裂纹产生时间

如果没有关于裂纹产生时间的数据，可用一个简单模型来假定裂纹产生时间 t_0 为裂纹扩展时间 T_p 的某个百分数，表达为

$$t_0 = \delta T_p \tag{36.11}$$

式中：

δ 为常数；

T_P 为裂纹扩展时间。

3. 裂纹扩展预测

考虑到应力比的影响，修正 Pairs 定律可表达为

$$\frac{da}{dN}=C\left(\frac{\Delta K}{1-R}\right)^m \tag{36.12}$$

式中：

a 为裂纹尺寸；

N 为应力循环数；

C 和 m 为取决于材料和环境的参数；

R 为应力比，取决于随机时程内的应力幅值；

R 在以下分析中取零；

ΔK 为应力强度系数范围，可根据 Newman 逼近法（Newman 和 Raju, 1981）进行估算：

$$\Delta K = S\varepsilon_Y Y(a,X)\sqrt{\pi a} \tag{36.13}$$

式中：

S 为应力范围；

$Y(a,X)$ 为说明试样和裂纹几何形状的几何函数；

ε_Y 为几何函数的随机模型不确定性。

分离式（36.12）中的变量引入式（36.13）得：

$$\frac{\mathrm{d}a}{\varepsilon_Y^m \cdot Y(a,X)^m \cdot \left(\sqrt{\pi a}\right)^m} = C(\Delta S)^m \mathrm{d}N \tag{36.14}$$

因而微分方程可表达为：

$$\int_{a_0}^{a_n} \frac{\mathrm{d}a}{\varepsilon_Y^m \cdot Y(a,X)^m \cdot \left(\sqrt{\pi a}\right)^m} = C\sum_{i=1}^{N}\frac{1}{N}(\Delta S_i)^m = N\sum_{i=1}^{N}\frac{1}{N}(\Delta S_i)^m = NE\left[(\Delta S)^m\right] \tag{36.15}$$

于波浪载荷导致的应力响应通常为窄带过程，裂缝增长所需的应力循环数 N 可定义为

$$N = v_0(r\,t - t_0) \tag{36.16}$$

式中：

v_0 为船舶寿命期内应力循环的平均过零率；

r 为船舶使用期分数。

t 时刻第 i 个船舶构件处的裂纹尺寸可由上式在 R=0 时得出（Song 和 Moan, 1998）

$$a_i(t) = \Psi^{-1}\left(\Psi(a_{0i}) + C_i v_0(rt - t_0)\varepsilon_S^m A_i^m \Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right)\right) \tag{36.17}$$

式中：

Ψ（·）为辅助函数，随裂纹尺寸 a 的增加而单调增加，可表达为

$$\Psi(a) = \int_0^a \frac{\mathrm{d}a}{(\varepsilon_Y Y(a,X)\sqrt{\pi a}} \tag{36.18}$$

和

$$A_i = \frac{S_0}{(\ln N_0)^{1/\xi}} \tag{36.19}$$

假定 $\ln A_i$ 符合正态分布。

4. **疲劳失效标准**

根据适用性定义裂纹尺寸 a_c 后，循环数为 N 时的疲劳失效标准可定义为

$$a_c - a(t) < 0 \tag{36.20}$$

5. **极限状态函数**

失效标准是在断裂力学的基础上，根据 t 时刻的裂纹尺寸确定的。因而第 i 个船舶构件处的极限状态函数（LSF）可表达为（参见 Madsen, 1986）

$$g_i(Z)=\int_{a_{0i}}^{a_{ci}}\frac{\mathrm{d}a}{\left(\varepsilon_{\mathrm{Y}}Y(a,X)\sqrt{\pi a}\right)^m}-C_i v_0\left(rt-t_0\right)\varepsilon_{\mathrm{S}}^m A_i^m\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right) \tag{36.21}$$

式中：

Z 为材料和应力参数、几何函数、初始裂纹尺寸以及裂纹增长时间等的随机变量集；

a_{ci} 为第 i 个潜在裂纹位置的临界裂纹尺寸，a_{0i} 为第 i 个裂纹位置的初始裂缝尺寸；

a_{0i} 可根据 S–N 曲线的裂纹增长部分进行修正。

断裂力学模型的不确定性

与概率断裂力学 模型相关的不确定性包括以下方面：

- 初始裂纹尺寸；
- 长期加载；
- 材料参数；
- 应力强度系数计算中的几何修正系数；
- 临界裂纹尺寸。

初始裂纹尺寸主要取决于材料微观结构、制造工艺和焊接质量，因而初始裂纹尺寸显然存在较大的不确定性。通常将初始裂纹尺寸作为随机变量处理，并采用式（36.10）给出的指数分布。

裂纹增长分析中的材料常数可由两个参数 C 和 m 表示。根据实验研究所观察到的不确定性，C 和 m 应作为随机变量予以建模。一般认为 C 建模时应采用对数正态分布，而 m 建模时需采用正态分布。

几何修正系数由 Newman–Raju 公式或可涵盖较大不确定性的混合方法来确定，其不确定性包含在 ε_{Y} 中。

根据适用性条件，临界裂纹尺寸可为随机变量或固定变量。

36.3.4　疲劳可靠性简化模型—对数正态形式 Simplified Fatigue Reliability Model –Lognormal Format

对于采用对数正态形式的疲劳可靠性评估，不确定性作为疲劳应力的偏差系

数引入，而其他与疲劳强度相关的不确定性均作为对数正态随机变量处理。这种方法首先由 Wirsching（1984）提出，并由 Wirsching 和 Chen（1988）进行了补充。

式（36.8）也可表达为

$$g_i(Z)=\frac{K\Delta}{B^m\Omega}-N_{\mathrm{T}} \tag{36.22}$$

式中：

应力参数可视为确定性参数，定义如下：

$$\Omega=S_0^m\frac{\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right)}{(\ln N_0)^{m/\xi}} \tag{36.23}$$

疲劳失效概率的闭式解为

$$P_{\mathrm{f}}=P\left[N\leqslant N_{\mathrm{T}}\right] \tag{36.24}$$

假定解析形式符合对数正态形式，则可靠性指数 β 可定义为：

$$\beta=\frac{\ln\left(\tilde{N}/N_{\mathrm{T}}\right)}{\sigma\ln N} \tag{36.25}$$

$$\tilde{N}=\frac{\tilde{K}\tilde{\Delta}}{\tilde{B}^m\Omega} \tag{36.26}$$

$$\sigma_{\ln N}=\sqrt{\ln\left[\left(1+C_K^2\right)\left(1+C_\Delta^2\right)\left(1+C_B^2\right)^{m^2}\right]} \tag{36.27}$$

式中：

C 为各变量的变化系数。

●不确定性的度量

对于 Wirsching S–N 对数正态可靠性模型，必须确定 K、B 和 D 的平均值和变化系数，可假定这些变量均符合对数正态分布。

变量 B 和 Δ 用于量化建模误差，这些误差与应力分析所做的假定和疲劳强度的描述相关。

随机变量 Δ 描述与 Miner–Palgam 假设相关的建模误差，$\tilde{\Delta}$ 和 C_Δ 的常用值为 $\tilde{\Delta}$=1.0，C_Δ=0.3。

随机变量 K 与 S–N 关系的不确定性相关。对于通过疲劳试验得到的 S–N 曲线，

中值由不同类型的 S–N 试验确定，变化系数可根据实验数据分析得出，其值介于 0.3~0.6 之间。

36.4　S–N 方法修正断裂力学模型 Calibration of FM Model by S–N Approach

S–N 曲线法和断裂力学法均可用于计算失效概率：

●基于 S–N 曲线和 Miner 定律，极限状态函数可表达为式（36.7），式中 D 为失效时的 Miner 和，N_0 为设计寿命内导致裂纹产生和扩展的循环数，ln$K$ 按正态分布进行建模；

●对基于极限状态函数 [见式（36.21）] 的断裂力学方法，通过忽略表达式中的 t_0 项并用 $a_{0.\mathrm{eq}}$ 代替 a_0 可将 a_0 和 t_0 结合起来，$a_{0.\mathrm{eq}}$ 为对应于裂纹产生时间的等效初始裂纹尺寸。

因而这两种方法存在着联系。这意味着断裂力学模型所用的初始裂纹尺寸可用 S–N 方法修正（Song 和 Moan, 1998）。

失效前应力循环数可表达为

$$N = KS^{-m} = N_i + N_g = N_i + \int_{a_0}^{a_c} \frac{\mathrm{d}a}{C\left(\varepsilon_{\mathrm{Y}} Y(a, X)\sqrt{\pi a}\right)^m} \qquad (36.28)$$

式中：

a_0 为裂纹产生后第 N_i 个循环时的裂纹尺寸。

假定 $N_i=\delta \times N$，可根据下式对初始裂纹尺寸 a_0 进行修正：

$$N - N_i = (1-\delta)N = \int_{a_0}^{a_c} \frac{\mathrm{d}a}{C\left(\varepsilon_{\mathrm{Y}} Y(a, X)\sqrt{\pi a}\right)^m} \qquad (36.29)$$

初始裂纹尺寸 a_0 的中值可通过式（36.29）中的其他变量进行修正。一般认为修正 a_0 也取决于裂纹产生时间 δ。修正时 m 可作为正态分布定值或随机变量进行建模。

同样，S–N 方法也能根据断裂力学方法进行修正。换言之，裂纹尺寸可显式

包含在 *S–N* 曲线中。无论采用哪种方法进行修正，修正的原则是不同方法所得到的疲劳寿命应该是一致的。

36.5 疲劳可靠性的应用—疲劳安全性检查 Fatigue Reliability Application – Fatigue Safety Check

36.5.1 疲劳目标安全指数 Target Safety Index for Fatigue

基本设计要求是描述构件可靠性的安全指数需大于最小允许安全指数或最小目标安全指数：

$$\beta \geqslant \beta_0 \tag{36.30}$$

β_0 和设计变量的统计值可用于推导出目标损伤水平表达式。

对于安全检查表达式，必须确定最小允许安全指数（或目标安全指数）β_0。所选择的各类目标安全指数需与其他类似应用所选择的值一致（见表 36.2）。

表 36.2 目标安全指数 （Mansour，1997）

	说 明	目标安全指数，β_0
1 类	较大的疲劳裂纹不会危及人员、降低船舶结构的完整性及导致污染，修理费用相对较低	1.0
2 类	较大的疲劳裂纹不会立即危及人员、降低船舶结构的完整性及导致污染，修理费用相对较高	2.5
3 类	较大的疲劳裂缝会危及船舶的完整性和人员安全，且 / 或导致污染。裂纹的显著增长会产生严重的经济和政治后果	3.0

36.5.2 分项安全系数 Partial Safety Factors

对于疲劳极限状态，确定其基于概率的设计标准的另外一种方法是使用分项

安全系数。式（36.22）可表达为

$$N = \frac{k\varDelta}{B^m S_{\mathrm{e}}^m} \tag{36.31}$$

令失效前循环数 N 等于使用寿命 N_{S}，并假定 $\widetilde{B}=1.0$，则式（27.31）也可表达为

$$S_{\mathrm{e}} = \left[\frac{K\Delta}{N_{\mathrm{s}}}\right]^{1/m} \tag{36.32}$$

将 S_{e}、D 和 K 视为随机变量，可定义以下安全检查表达式：

$$S_{\mathrm{e}} \leqslant \frac{1}{\gamma_{\mathrm{s}}}\left[\frac{(\gamma_{\varDelta}\varDelta_{\mathrm{n}})(\gamma_K K_{\mathrm{n}})}{N_{\mathrm{s}}}\right]^{1/m} \tag{36.33}$$

式中：

下标 n 为名义值或者设计值。可采用可靠性方法来修正分项安全系数：

应力系数 γ_S、损伤安全系数 $\gamma_{\varDelta}$ 和材料特性安全系数 γ_K。这方面的最新进展可参见 Stahl 和 Banon（2002）。

36.6　数值实例
Numerical Examples

例 36.1：基于简单 S–N 方法的疲劳可靠性

问题：

假定可采用 S–N 曲线描述疲劳强度，Weibull 分布描述疲劳载荷，则可由式（36.7）得到疲劳损伤：

$$D = \frac{N_0}{K} \cdot \frac{S_0^m}{(\ln N_0)^{m/\xi}} \Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right)$$

假定只有 D、S_0 和 K 可视为随机变量，则失效概率可表达为

$$P_{\mathrm{f}} = \int_{g(Z)\leqslant 0} f_X(x)\mathrm{d}x \tag{36.34}$$

式中：

$$g(Z) = X_1 - k\frac{X_2^m}{X_3} \tag{36.35}$$

k 为常数。

假定 $m=3$，$k=10^6$，X_1、X_2 和 X_3 是独立的，如表 36.3 所示。直接使用简单方法即可确定 $g(Z)$ 的分布并计算出失效概率。

表 36.3　输入数据

随机变量	平均值	变化系数	分布
X_1	1	0	确定性分布
X_2	200	0.2	对数正态分布
X_3	6.93×10^{13}	0.5	对数正态分布

解：

使用一阶可靠性方法前，可采用简单方法计算案例中的 P_f。式（36.35）也可表达为

$$g(Z)=\ln X_1-m\ln X_2+\ln X_3-\ln k \tag{36.36}$$

因为 X_1 确定等于 1，式（36.36）可简化为

$$g(Z)=-m\ln X_2+\ln X_3-\ln k \tag{36.37}$$

随机变量 X_2 和 X_3 为对数正态分布，这说明 $\ln X_2$、$\ln X_3$ 和 $g(Z)$ 为正态分布，其平均值和变化系数值如下：

$$\sigma_{\ln X_2}=\sqrt{\ln\left(1+COV_{X_2}^2\right)}=0.198$$

$$\mu_{\ln X_2}=\ln\mu_{X_2}-0.5\sigma_{\ln X_2}^2=5.279$$

$$\sigma_{\ln X_3}=\sqrt{\ln\left(1+COV_{X_3}^2\right)}=0.472$$

$$\mu_{\ln X_3}=\ln\mu_{X_3}-0.5\sigma_{\ln X_3}^2=31.758$$

$$\sigma_g=\sqrt{m^2\sigma_{\ln X_2}^2+\sigma_{\ln X_3}^2}=0.759$$

$$\mu_g=-m\mu_{\ln X_2}+\mu_{\ln X_3}-\ln k=2.105$$

则可靠性指数和失效概率为

$$\beta=\frac{\mu_g}{\sigma_g}=2.774$$

$$P_f=\Phi(-\beta)=2.76\times10^{-3}$$

例 36.2：大型铝制双体船的疲劳可靠性

本实例引自 Song 和 Moan（1998），可说明疲劳可靠性在大型铝制双体船上的应用，详情可参见其论文。

1. 案例说明

双体船的中横剖面和焊缝附近的局部结构细部如图 36.1 和图 36.2 所示。材料为 5083 铝合金，其材料特性如下：杨氏模量 $E=68.6\times10^3$ MPa，屈服强度 $\sigma_y=250$ MPa，密度 $\rho=2\ 700$ kg/m^3。假定变化系数为 0.5，可从表 36.4 得到材料参数 $\ln C$ 的统计值。尺度参数 A 根据默认的累积损伤标准确定，如表 36.5 所示。疲劳参数 K 和 m 由 BS8118 规范（BSI, 1992）确定。采用 $R=0$ 时的数据并根据表 36.6 中列出的参数进行数值计算。

表 36.4　材料参数 ln*C* 的统计值（Song 和 Moan，1998）

	m (BS8118)	$\log C=a+bm$	$\ln C$
$R=0$, $a=-6.74$	3.25	−10.12	−23.30
$b=-1.04$	3.5	−10.38	−23.90
$R=0.3$ $a=-7.09$	3.25	−9.8525	−22.69
$b=-0.85$	3.5	−10.065	−23.18

表 36.5　基于 BS8118 的应力尺度参数 ln*A*（BSI，1992）

D	S–N 特征值	参数 A	$\ln A$
0.1	$K=2.09\times10^{11}$, $m=3.25$	$0.277\ 07\times10$	$0.101\ 9\times10$
	$K=9.60\times10^{11}$, $m=3.5$	$0.358\ 42\times10$	$0.127\ 6\times10$
0.3	$K=2.09\times10^{11}$, $m=3.25$	$0.388\ 50\times10$	$0.135\ 7\times10$
	$K=9.60\times10^{11}$, $m=3.5$	$0.490\ 58\times10$	$0.159\ 0\times10$

表 36.6　疲劳分析的概率参数（Song 和 Moan，1998）

变量	分布类型	平均值	变化系数
初始裂纹尺寸 a_0	指数分布	0.02	1.0
裂纹初始时间比 δ	固定分布	0.10	---
可检测裂纹尺寸 a_D	指数分布	1.0	1.0
几何偏差系数 ε_Y	正态分布	1.0	0.1
应力模型误差 ε_S	对数正态分布	1.0	0.1
材料参数 $\ln C$	正态分布	−23.30	0.022

（续表）

变量	分布类型	平均值	变化系数
应力尺度参数 $\ln A$	正态分布	1.019	0.10
裂纹高宽比 a/c	固定分布	0.5	----
a/c 随机偏差 $\varepsilon_{a/c}$	正态分布	1.0	0.1
失效时的 Miner 和 Δ	对数正态分布	1.0	0.3
S–N 疲劳参数 $\ln K$	正态分布	27.065	0.019
应力形状参数 ξ	固定分布	0.95	----
材料参数 m	正态分布	3.25	0.06
板厚 T_H	固定分布	30	----
板宽 w_P	固定分布	100	----
应力比 R	固定分布	0.0	----
年应力循环 v_0	固定分布	2.5×10^6	----
海上船舶分数 r	固定分布	0.765	----

注：m 和 $\ln C$ 的相关性为 $\rho(m, \ln C)$=-0.95；a_0 由 S-N 方法修正；$\ln A$ 在 D=0.1，K=2.09×10^{11} 和 m=3.25 的条件下根据 BS8118 规范进行估算。

2. 结果和评估

1）断裂力学模型的修正

S–N 曲线是基于实验室试验确定的，而断裂力学（FM）预测中所用的材料参数却存在较大的不确定性。因而利用 S–N 曲线来修正断裂力学材料参数是很有帮助的。可以采用不同的断裂力学模型进行分析。为了使断裂力学方法和 S–N 方法能够得到一致的疲劳寿命需要进行修正，其结果如图 36.3 所示。可以看出如果断裂力学方法和 S–N 方法使用相同的参数 m=3.25，则修正结果为 a_0–exp(0.02)、m–N(3.25,0.06) 和 $\rho(m,\ln C)$=–0.95；或者如果使用定值 m=3.25，则修正结果为 a_0–exp(0.007)。如果断裂力学方法和 S–N 方法均使用定值 m=3.5，则修正结果为 a_0–exp(0.007) 或 a_0–exp(0.015)、m–N(3.5,0.06) 和 $\rho(m,\ln C)$=–0.95。但不同模型可以使用不同的 m 值。如果 S-N 方法使用定值 m=3.5，断裂力学模型使用 m=3.25，则经过修正的 a_0 符合 exp(0.02)。显然根据所做的假定可使用不同的修正 a_0。如果裂纹产生的时间比 δ=0.1，则与 δ=0 相比 a_0 会增加约 20%。假定产生裂纹所需的循环数 N 更大，那么可以预计修正 a_0 也会更大。

2）基本参数研究

图 36.3 为 t=4 年时的可靠性敏感度，没有根据一阶可靠性分析进行检查。

3）S–N 疲劳参数的影响

确定 S–N 公式中的疲劳参数 K 和 m 主要取决于所考虑的结构细部如何分类。假定默认的累积损伤 D 分别为 0.1 和 0.3，相应的参数 K 和 m 由表 36.6 给出，$\ln C$ 和 $\ln A$ 的变化系数分别取 0.5 和 0.1。

4）Weibull 形状参数的影响

基于对长期分布所做的初步研究，假定本案例研究中 B 取 0.95。图 36.4 为参数研究的结果，可以看出形状参数 B 对疲劳可靠性的影响非常显著。一般而言，船舶的形状参数 B 在 0.8 ~ 1.0 之间。B 可以作为随机变量而不是定值进行建模。由如图 36.5 所示的结果可以看出，在 m=1.0526 和变化系数 =0.1 时，如果 $1/B$ 按正态分布建模，则与定值 B 的结果相比 β 将会减小。如果假定 $\rho(1/B, \ln A)$=−0.8，则 B 的影响几乎与 B 作为定值建模时的影响相同。

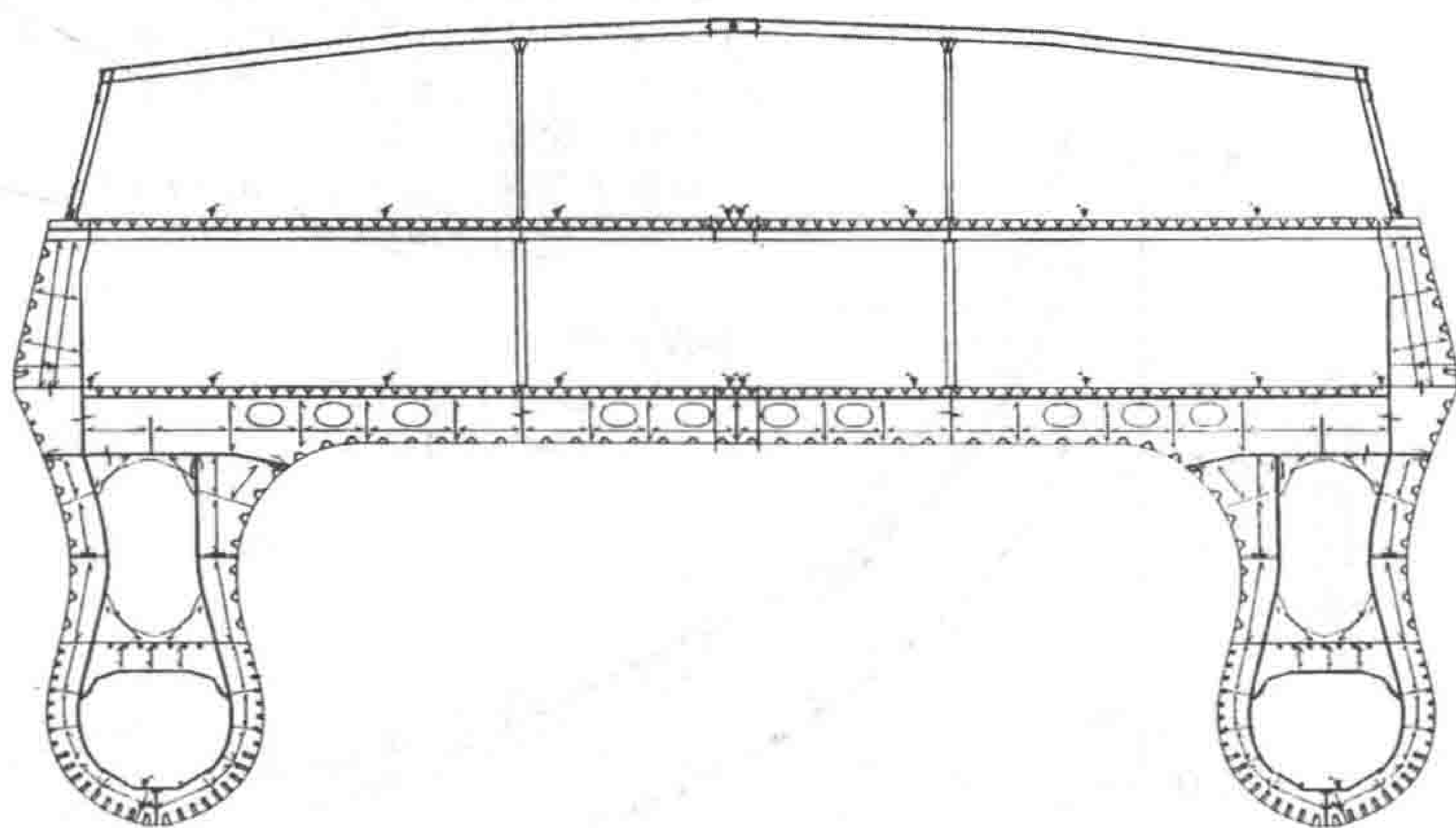


图 36.1　双体船的典型中横剖面（Song 和 Moan, 1998）

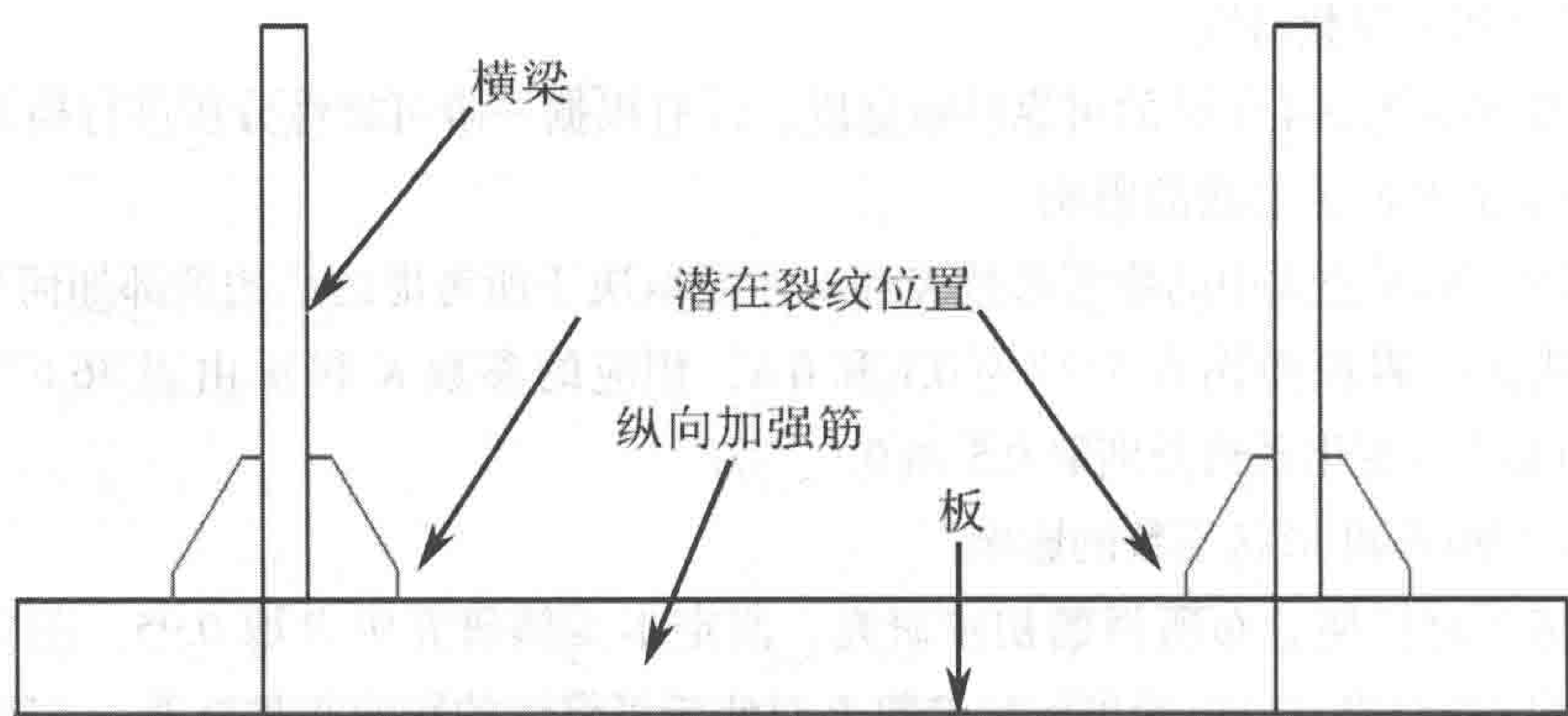


图 36.2 所考虑的结构细部

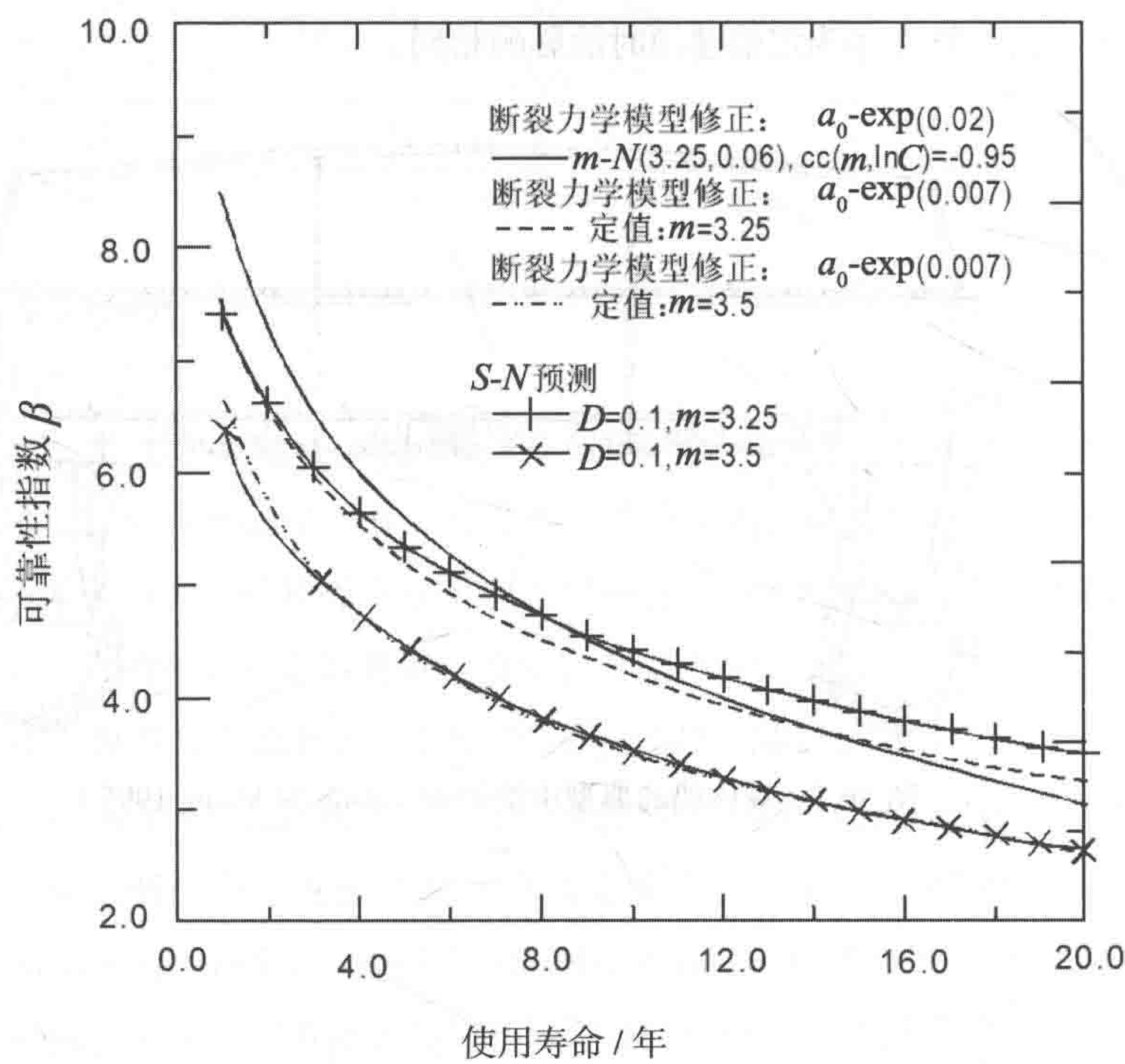


图 36.3 在累积损伤为 D=0.1 处用 S–N 方法对断裂力学模型进行修正（cc 为相关系数）（Song 和 Moan, 1998）

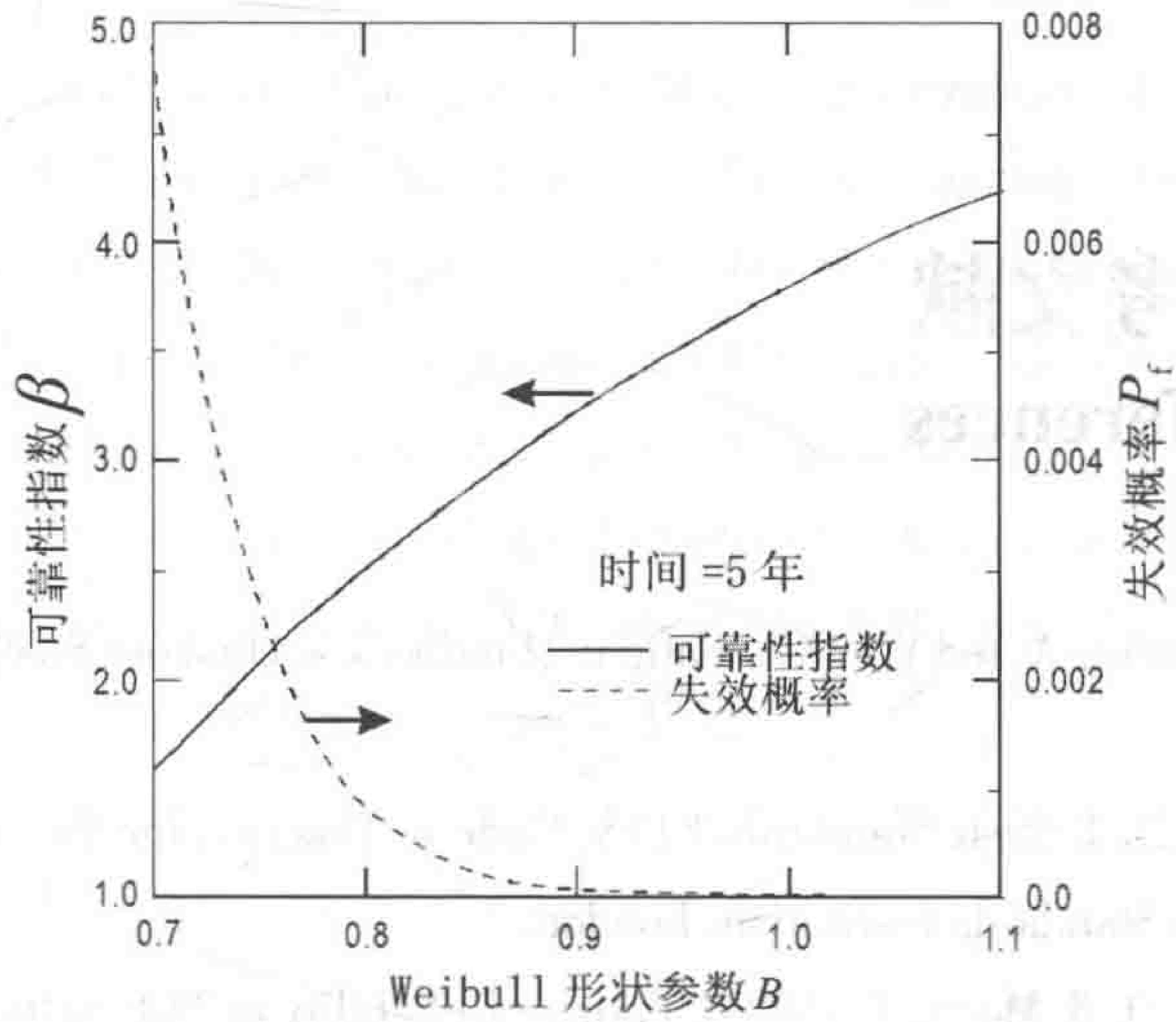


图 36.4　形状参数 B 对构件 β 和 P_f 的影响（Song 和 Moan, 1998）

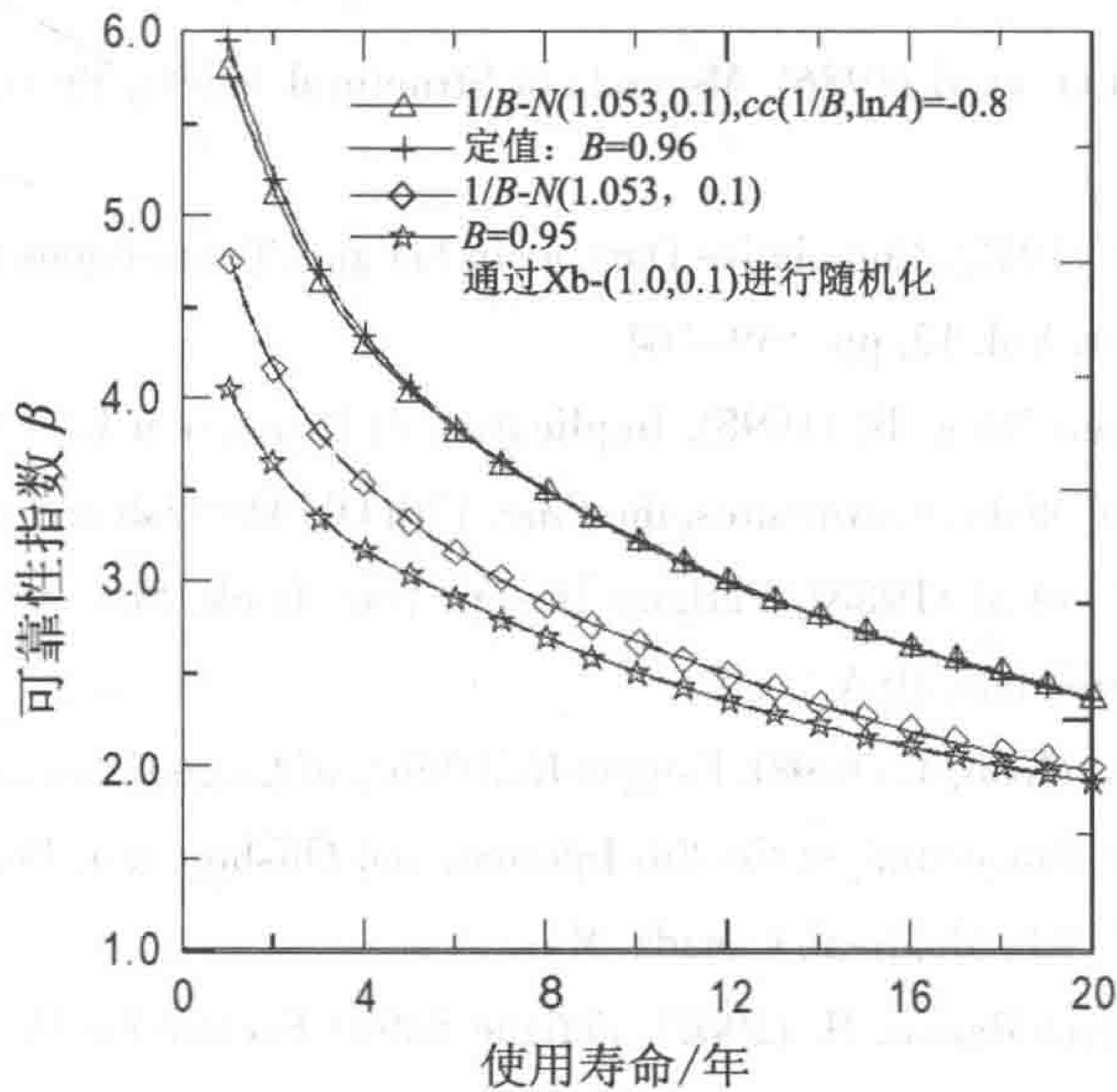


图 36.5　形状参数 B 的不同模型对构件 β 的影响（cc 为相关系数）（Song and Moan, 1998）

36.7 参考文献 References

[1] Almar–Naess, A. (ed.) (1985), Fatigue Handbook – Offshore Steel Structures, Tapir Press, Norway.

[2] BSI (1992), British Standards 8118, Code of Practice for the Structural Use of Aluminum, British Standards Institution, London.

[3] Hovde, G.O. & Moan, T. (1994), Fatigue Reliability of TLP Tether Systems, Proc. 13th OMAE.

[4] Maddox, S. (1991), Fatigue Strength of Welded Structures, Abington Publishing, Cambridge, UK.

[5] Madsen, H.O. et al (1986), Methods of Structural Safety, Prentice–Hall, Inc., Englewood Cliffs.

[6] Miner, M.A. (1945), Cumulative Damage in Fatigue, Transactions of the ASME, J. of Applied Mechanics, Vol. 12, pp. 159–164.

[7] Moan, T. and Song, R. (1998), Implication of Inspection Updating on System Fatigue Reliability of Offshore Structures, the Proc. 17th OMAE, Lisbon, Portugal, 1998.

[8] Rice, R.C., et al (1988), Fatigue Design Handbook, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, USA.

[9] Song, R. and Moan, T. (1998), Fatigue Reliability of Large Catamaran Considering Inspection Updating, Proceeding of the 8th International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE' 98), Montreal, Canada, May.

[10] Stahl, B. and Banon, H. (2002), Fatigue Safety Factors for Deepwater Risers, OMAE2002–28405.

[11] White, G.J and Ayyub, B.N. (1987), Reliability Based Fatigue Design for Ship Structures, J. of Naval Engineers, Vol. 99, No. 3.

[12] Wirsching, P.H. (1984), Fatigue Reliability of Offshore Structures, J. of Structural Engineering, Vol. 110, pp. 2340–2356.

[13] Wirsching, P.H. and Chen, Y.N. (1988), Considerations of Probability-Based Fatigue Design Criteria for Marine Structures, J. of Marine Structures, Vol. 1.

[14] Wirsching, P.H. and Mansour, A.E. (1997), Reliability in Fatigue and Fracture Analysis of Ship Structures, Proc. Symposium and Workshop on the Prevention of Fracture in Ship Structures, Edited by Reemsnyder, H., Washington, DC.

[15] Xu, T. and Bea, R. (1997), Marine Infrastructure Rejuvenation Engineering-Fatigue and Fracture of Critical Structural Details (CSD), JIP report, Marine Technology & Management Group, University of California at Berkeley.

第 37 章　基于概率和风险的检查计划

Probability and Risk Based Inspection Planning

37.1 简介
Introduction

对海洋结构进行运行中检查的目的是确保结构完整性。为了使运行中检查最优化，需要了解设计、制造和损伤检测中的不确定性以及仅检查部分关键构件的适当性。对于通过检查和修理来更新可靠性，研究人员已经做了很多工作，可参见 Moan （1993, 1997）和 Xu 和 Bea （1987）。Song 和 Moan （1998）从系统层面研究了检查更新问题。Yazdan 和 Albrecht（1990）等在其他工程领域采用了基于概率的检查。

风险评估对于确定检查和维护的优先级非常有帮助，本书第 5 篇将详细论述风险评估。本章涵盖：

- 基于风险检查的概念；
- 基于概率检查的可靠性更新理论；
- 基于风险检查的实例；
- 基于风险的最优化检查。

37.2 基于风险的检查计划概念
Concepts for Risk Based Inspection Planning

一般而言，风险可分为以下 3 种主要类型：

（1）人员风险：死亡风险；伤害风险。

（2）环境风险。

（3）资产风险：材料（结构）损伤风险；生产延误风险。

风险可定义为

$$R=f(P_f,C) \qquad (37.1)$$

式中：

P_f 为失效概率；

C 为失效后果。

实际计算时，更为通用的风险表达式是：

$$R = \sum \left(P_{f_i} \cdot C_i \right) \tag{37.2}$$

因而可通过使风险最小化来制订基于风险的检查计划：

$$\min\{R\} \tag{37.3}$$

在系统层面制定基于风险的检查过程涉及系统、子系统和构件的优先级以及制定检查策略（即检查次数、方法和范围 / 试样尺寸），检查过程还包括确定检查之后的维护和修理。最后需利用检查结果对特定系统、子系统或构件 / 单元的检查策略更新方案予以确定。

基于风险检查的总体过程如图 37.1 所示，包括以下 4 个步骤：

（1）对需要检查的系统予以定义。

（2）采用定性风险评估，利用专业意见和经验识别失效模式、原因和后果，并用于确定所检查系统和构件的初始优先级。

（3）采用定量风险分析方法，主要使用经过改进的失效模式、影响和危害分析（FEMCA）。需处理不确定性（如若必要），并将检查重点放在安全、经济和环境风险最高（通过计算得到）的系统和构件 / 单元上。

（4）制订构件检查程序，需根据检查的结果和经验，并采用涵盖经济因素的决策分析。程序应包含初始检查策略和检查策略更新。

图 37.1 中的反馈循环表达了一个动态过程，用于处理系统定义以及确定构件 / 单元优先级和各构件 / 单元检查策略。确定基于风险的检查过程旨在首先制订检查策略，然后通过整合后续检查中获取的新信息来不断更新策略。

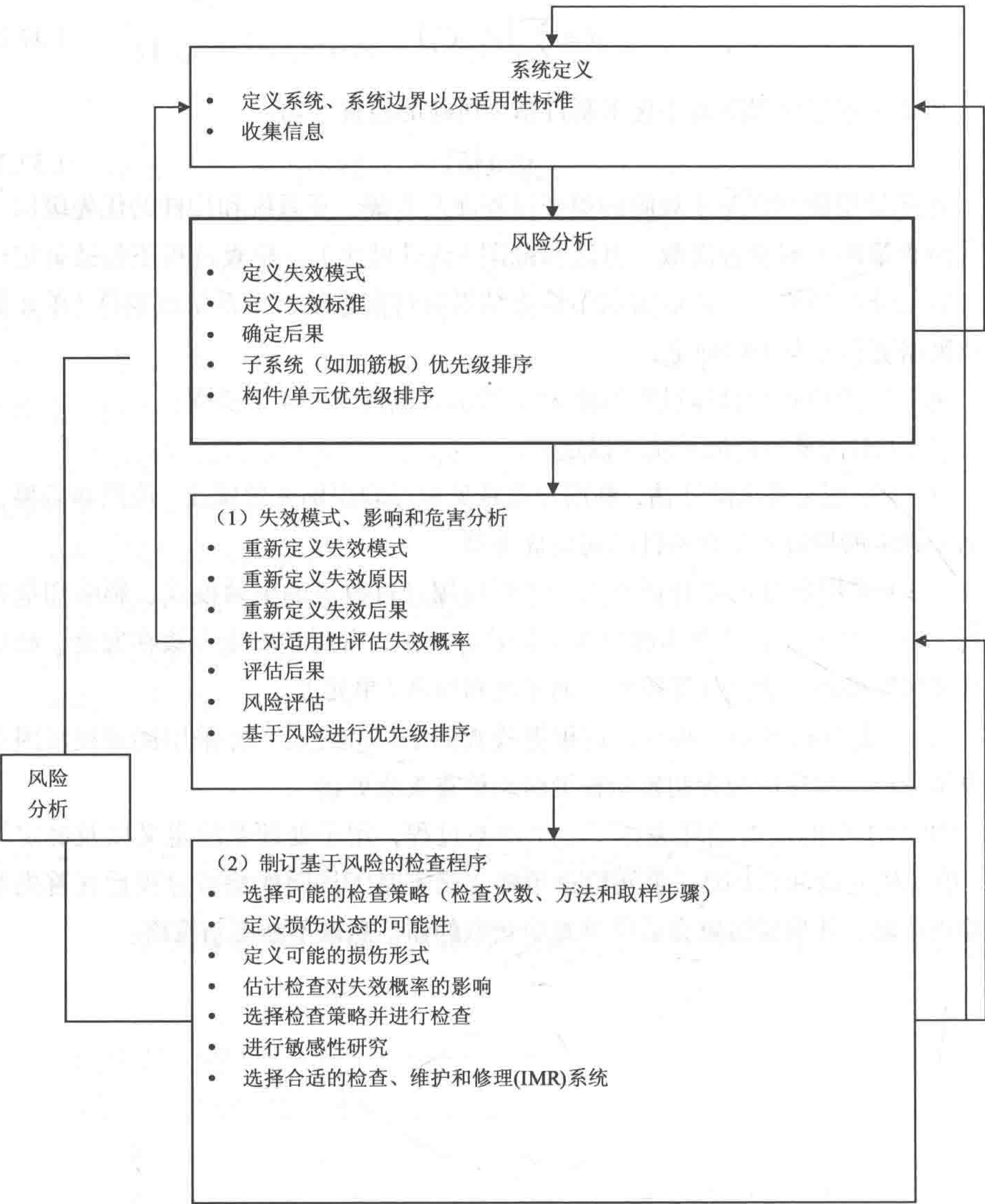


图 37.1　基于风险的检查过程（Xu 等，2001）

37.3　基于概率的检查计划的可靠性更新理论
Reliability Updating Theory for Probability-Based Inspection Planning

37.3.1　概述
General

基于概率的检查计划的可靠性更新通常使用贝叶斯模型。本节将介绍在过去 30 年中发展起来的两种主要方法。

1. 通过检查事件进行更新

直接更新事件（例如疲劳失效）的概率（Yang, 1976、Itagaki 等 1983、Madsen, 1986 和 Moan, 1993 及 1997）。Yang（1976）和 Itagaki 等（1983）提出了简化贝叶斯方法，在串行系统中仅考虑独立构件并将裂纹产生、扩展和检查作为随机变量予以考虑。

2. 通过变量进行更新

使用缺陷尺寸等的更新概率分布对失效概率进行重新计算（Shinozuka 和 Deodatis, 1989）。可靠性指数的变化是由随机变量的变化所致。变量的分布可根据检查事件予以更新。变量更新后即可简便地计算出失效概率。但如果根据一个检查事件更新几个变量，则需考虑到更新变量之间相关性增加的情况。

下节将进一步说明通过检查事件进行更新的方法。

37.3.2　疲劳损伤的检查计划
Inspection Planning for Fatigue Damage

疲劳失效可定义为疲劳裂纹增长并达到临界尺寸，例如管道的壁厚。失效标准是在断裂力学的基础上，根据 t 时刻的裂纹尺寸确定的。通过结合 Paris 定律，极限状态函数可表达为（Madsen 等，1986）

$$g(Z)=\int_{a_0}^{a_c}\frac{\mathrm{d}a}{\left(\varepsilon_Y \mathrm{Y}(a,X)\sqrt{\pi a}\right)^m}-C\nu_0 t\varepsilon_S^m A^m\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right) \tag{37.4}$$

式中：

$Y(a,X)$ 为有限几何修正系数；

ε_S 为应力建模误差；

ε_Y 为几何函数的随机修正系数；

ν_0 为寿命期内应力循环的平均过零率；

$\Gamma(\cdot)$ 为伽玛函数。

通常考虑两种最常见的检查结果，即：未检测到裂纹及检测到裂纹并进行测量（和修理），参见 Madsen 等（1998）。

1. 未检测到裂纹

这说明不存在裂纹或存在的裂纹太小而检测不到。第 i 个构件的检查事件裕度可表达为

$$\begin{aligned}I_{\mathrm{no},i}(t_i)&=a_\mathrm{D}-a_i(t_i)\\&=\Psi(a_\mathrm{D})-\Psi(a_{0i})C_i\nu_0 t_i\varepsilon_s^m A_i^m\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right)>0\end{aligned} \tag{37.5}$$

式中：

$a(t_i)$ 为检查时间 t_i 时的预测裂纹尺寸，a_D 为可检测裂纹尺寸。

可检测裂纹尺寸 a_D 与特定检查方法相关并作为随机变量进行建模，可以反映实际检测概率（POD）曲线。在几种可用的检测概率公式中，选择常用的指数分布为

$$P_\mathrm{D}(a_\mathrm{D})=1-\exp\left(-\frac{a_\mathrm{D}}{\lambda}\right) \tag{37.6}$$

式中：

λ 为平均可检测裂纹尺寸。

2. 检测到裂纹并进行测量

如果在焊接构件 i 上检测到裂纹并进行测量，则此检查事件可表达为

$$\begin{aligned}I_{\mathrm{yes},i}(t_i)&=a_m-a_i(t_i)\\&=\Psi(a_m)-\Psi(a_0)-C_i\nu_0 t_i\varepsilon_s^m A_i^m\Gamma\left(1+\frac{m}{\xi}\right)=0\end{aligned} \tag{37.7}$$

式中：

a_m 为 t_i 时刻测量的裂纹尺寸，由于测量中包含不确定性，可把 a_m 作为随机变量。$\Psi(a)$为反映损伤从零累积至裂纹尺寸 a 的函数，可定义为（Paris 和 Erdgn, 1963 以及 Newman 和 Raju, 1981）

$$\Psi(a)=\int_0^a \frac{\mathrm{d}a}{\left(\varepsilon_Y Y(a,X)\sqrt{\pi a}\right)^m}$$

3. 修理事件

检查本身并不能增加结构的可靠性，但是如果发现裂纹，即可采取必要的纠正措施，例如修理。修理之后，可以假定材料参数和初始裂纹尺寸符合先前的模型，但在统计上是独立的。在检测并测量裂纹的基础上进行修理与式（37.7）给出的情况相同，即 $I_R=I_{yes}$。在修理后还需要修改失效事件，如下所述。

4. 通过修理更新可靠性

如果检查到裂纹并予以测量和修理后，可以认为材料的统计学特性相同，但在统计上是独立的。（水下）修理后焊接缺陷 a_R 取决于修理和修理后处理方法（打磨 a_{Rg} 或焊接 a_{Rw}）。假定其符合的模型与 a_0 相同，则修理后新的安全裕度 $M_R(t)$ 为

$$M_R(t)=\int_{a_R}^{a_c} \frac{\mathrm{d}a}{\left(\varepsilon_Y Y(a,X)\sqrt{\pi a}\right)^{m_R}}- C_R v_0(t-t_R)\varepsilon_s^{m_R} A^{m_R}\Gamma\left(1+\frac{m_R}{\xi}\right) \tag{37.8}$$

式中 t_R 为修理时间，假定参数 a_R、C_R 和 m_R 符合先前的模型，但在统计上是独立的，则修理后结构细部的更新失效概率可表达为

$$P_{f,\,up}=P\left[M_R(t)\leqslant 0 \mid I_R(t_R)=0\right],\ t>t_R \tag{37.9}$$

另外一种考虑维修效果的方法是基于检查事件更新式（37.8）中的随机变量，然后可以通过修理安全裕度对可靠性予以估算，即根据所使用的修理方法引入初始裂纹尺寸 a_R。

37.4 基于风险检查的实例 Risk Based Inspection Examples

第 4 篇第 37.3 节所述的方法可以扩展至基于风险的检查计划（Sun 和 Bai, 2001）。作为例子，可将风险定义为：

风险 =（失效后果）×（失效的可能性）

式中：

失效后果可通过以下方式度量：

*C*1：船体、货物和人命损失，这是最严重的后果；

*C*2：少量溢油、损失适用性且需要救援；

*C*3：计划外修理且适用性降低。

失效的可能性可分为三类：

*L*1：腐蚀速率较快；

*L*2：腐蚀速率正常；

*L*3：腐蚀速率较慢。

本分析假定将更换所有腐蚀损耗大于临界尺寸且具有特定检测概率（POD）的构件，之后其状态可恢复至初始状态。

根据船级社的检查规定，可每年（年度检查）、每两年半（中期检查）和每五年（特别检查）进行一次检查。如果检查条件为：当腐蚀构件的厚度达到初始厚度的 75% 时，检测概率为 99.9%，则可以考虑的厚度测量检测概率有四个等级，即 60%、80%、90% 和 95%。

船体梁失效（最严重的失效后果之一）的试用可靠性指数可取 3.7（新建状态）和 3.0（腐蚀船体的下限）。

图 37.2 为 *C*1 和 *L*1 组合风险的时变可靠性。

可以看出：为了使年可靠性指数大于安全水平的下限，在使用 10 年后，对于检测概率低于 80% 的构件必须在每次年度检查中测量厚度并予以更换。图 37.3 为 *C*1 和 *L*2 组合风险的时变可靠性。

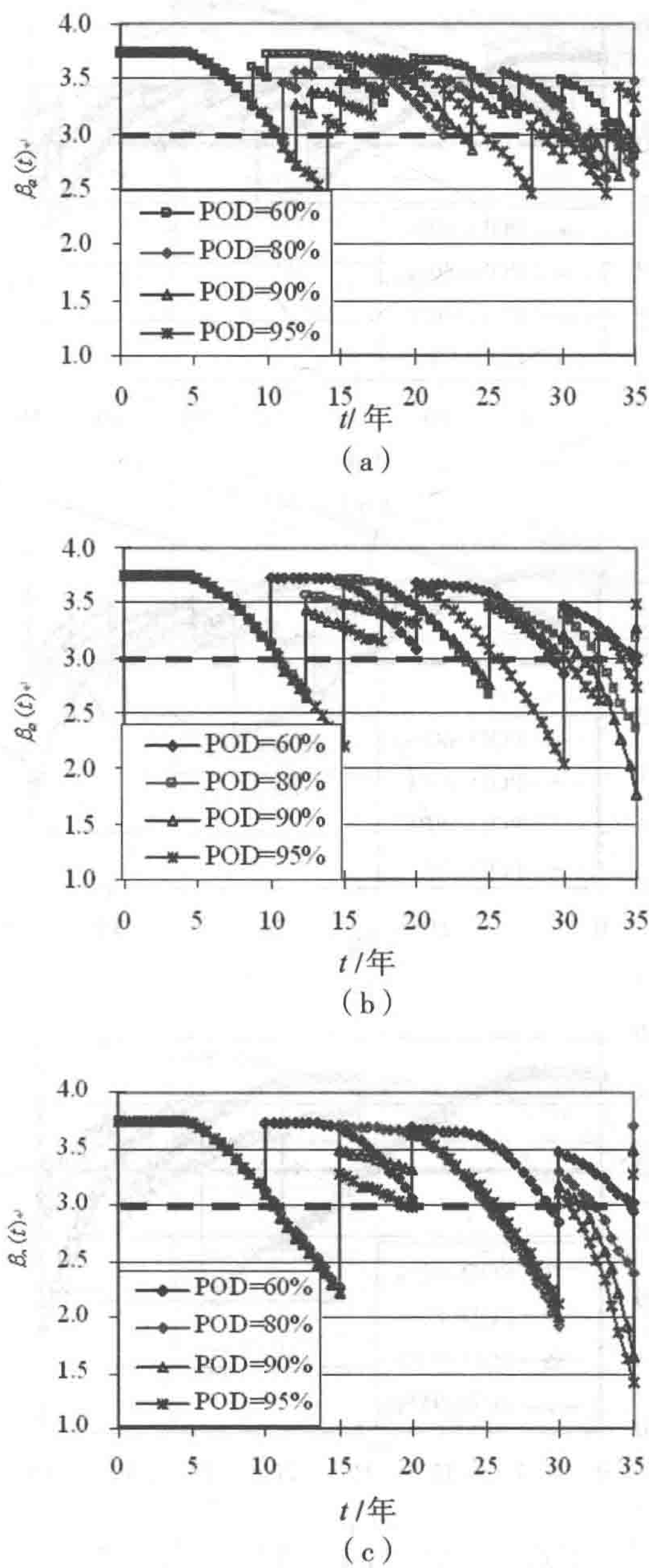


图 37.2　C1 和 L1 组合风险的时变可靠性

(a) 年度检查　(b) 中期检查　(c) 特别检查

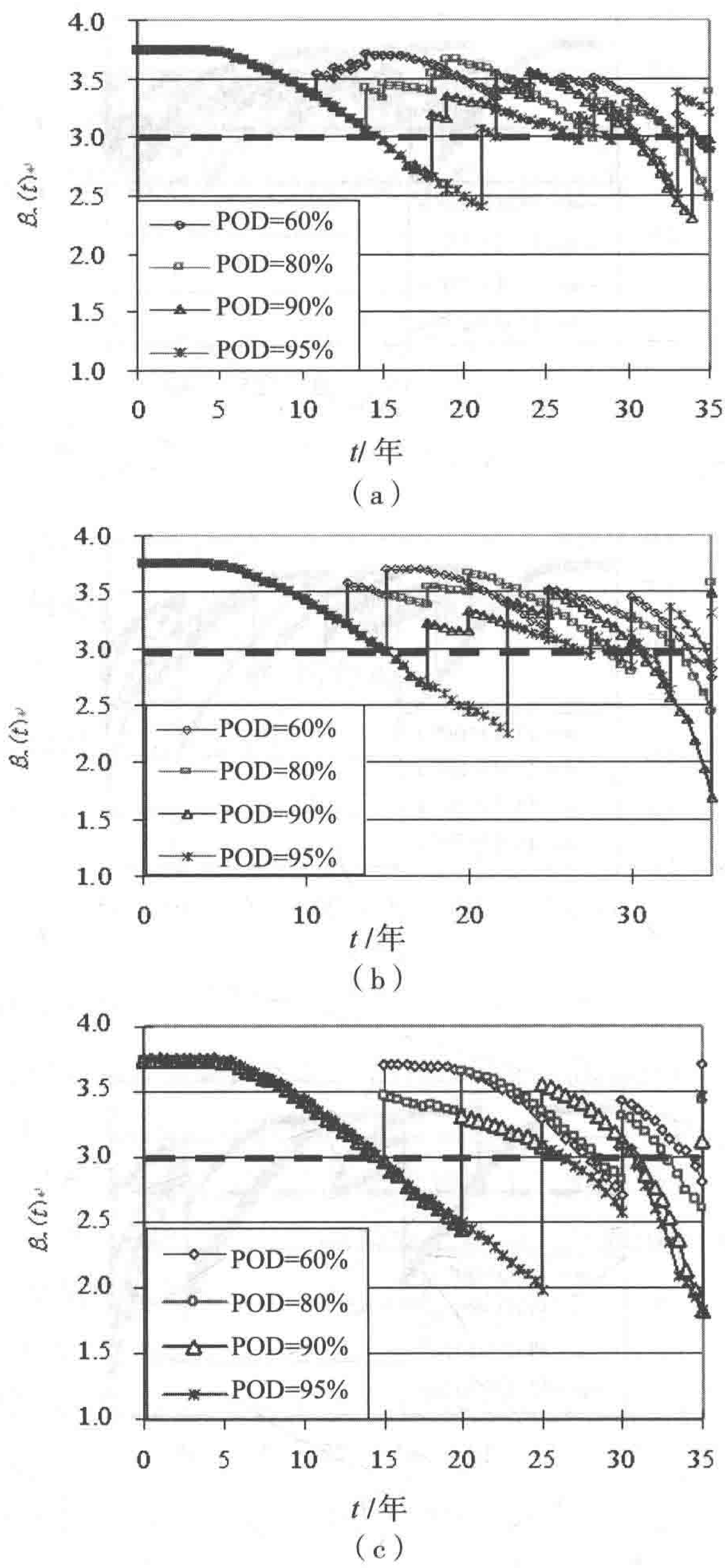


图 37.3 $C1$ 和 $L2$ 组合风险的时变可靠性

(a) 年度检查 (b) 中期检查 (c) 特别检查

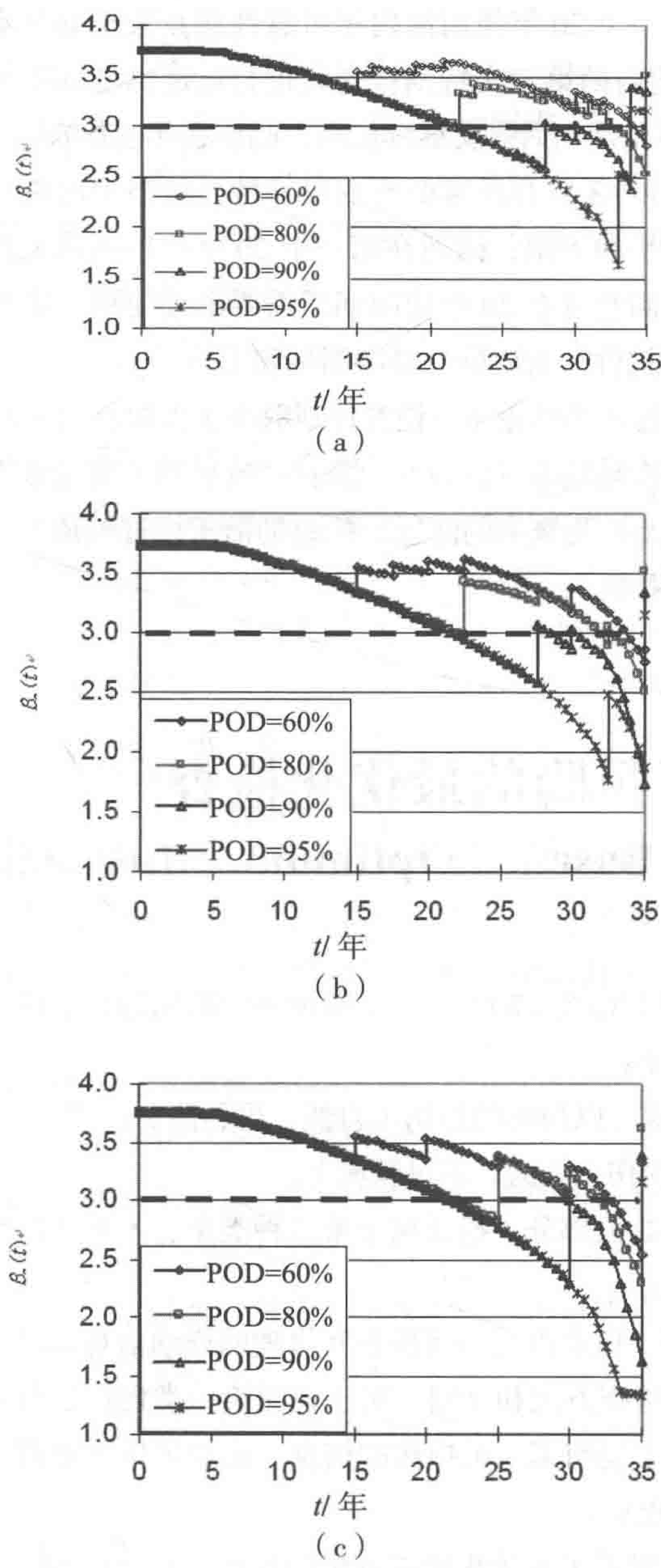


图 37.4　C1 和 L3 组合风险的时变可靠性

(a) 年度检查　(b) 中期检查　(c) 特别检查

从上面的图中可以看出，对于检测概率低于 80% 的构件应进行厚度测量和

更换，以保证在第一个 20 年使用期内年可靠性指数大于安全水平的下限。可在第一个 20 年使用期内的第三次特别检查时进行厚度测量和更换，但如果浮式生产储卸装置在 20 年使用期后需要继续使用，则应在年度检查时进行。

图 37.4 为 *C*1 和 *L*3 组合风险的时变可靠性。从图中可以看出，年可靠性指数总是大于安全水平的下限，因而在第一个 20 年使用期内无需进行厚度测量。但如果浮式生产储卸装置在 20 年使用期后需要继续使用，则对于中期检查时检测概率小于 80% 的构件，就应进行厚度测量和更换。

根据上述例子得出的结论是：检查计划取决于失效后果（安全水平的下限）、腐蚀速率、船龄和检测概率（POD）。随着失效后果（安全水平的下限）、腐蚀率和船龄的增加以及检测概率的降低，检查的需求也逐渐增加。后者通常会使厚度测量和判断更为困难。

37.5 基于风险的最优化检查 Risk Based ‘Optimum’ Inspection

本节内容基于（Xu 等，2001）。船舶和离岸结构运行中检查的经验足以说明损伤主要有两种类型：

- 已经预料到或可以预料的损伤（自然、可预测）；
- 无法预料的损伤（人为、不可预测）。

大量（如果不是大部分）损伤属于第二种类型：不可预测的损伤，源自人员的错误操作和不作为。

通过提供时间、地点以及如何检查和修理的详细信息，量化检查分析（例如基于概率或风险的检查方法和计划）对于说明第一类损伤是很有帮助的，但这种分析无法提供可用于说明第二类损伤的信息。必须采用专业观测和推理（判断）技术来说明第二类损伤。

此类识别技术促进了最优化检查方法的发展（Xu 等，2001）。最优化检查方法的总体目标是在结构系统的生命周期管理中，开发一个有效且高效的安全和质量控制系统。

1. 检查效果

检查效果受船舶、检查人员和环境的影响。

船舶因素可分为两类：设计因素和条件 / 维护因素。设计因素包括结构布局、尺寸和涂层，是在初始设计时或因修理而重新设计时确定的。条件 / 维护因素反映船舶随使用年限增加的变化情况，包括作业历史以及各个损伤 / 缺陷（裂纹、腐蚀和屈曲）的特征、尺寸及位置。

执行检查的人员（检查员）会对检查效果产生较大影响。检查效果不仅因人而异，即使是同一个检查员，由于其精神和身体状态不同，每次检查的效果也不相同。与检查员相关的因素包括经验、培训、疲劳和积极性。

检查的环境也对检查效果有着较大影响。环境因素可分为两类：不能通过检查过程修正的外部因素和能够修正的过程因素。外部因素包括天气和船舶位置，即船舶是在航行时、港口中还是干船坞中进行检查。过程因素反映检查时的条件（照明、清洁度、温度和通风）、检查方法（进入方法、检查方法、船员支持和可用时间）以及检查（检查类型）的总体说明。

2. 检查策略

检查、数据记录、数据存档（存储）和数据分析均为最优化综合检查系统的组成部分。记录和对记录中信息的透彻理解是检查计划的重要方面。

检查是系统的一部分，用以帮助发现可以预料和无法预料的缺陷和损伤。制定检查计划应考虑：

●需要检查的部件（位置和数量？）

●需要检测的缺陷、退化及损伤（检查什么？）

●检查、记录、存档及报告结果等所用的方法（如何检查？）

●时间安排和程序（何时进行检查？）

●组织、选择、培训、认证、冲突解决及责任（由谁执行？）

●目的（为什么进行检查？）

根据以下两个主要方面确定需要检查的部件：

●缺陷和损伤的后果；

●缺陷和损伤的可能性。

后果评估主要关注对浮式生产储卸装置的质量和安全有较大影响的部件和构件。为了对保持浮式生产储卸装置完整性非常重要的构件进行定义，需基于历史数据（经验）和分析来评估潜在后果。可能性评估的重点是对损伤可能性较高的部件予以定义。经验和分析是确定此类部件的互补方法。

3. 检查对象

大量（如果不是大部分）损伤是不可预测的，因为其源自人员不可预测的错误操作和不作为。

现有经验也表明，大部分与事故有关的损伤（碰撞和物体坠落）都是在事故发生后才发现。例行检查可以发现约 60% 由疲劳和腐蚀所导致的损伤，而剩下的 40% 则是偶然发现或在非例行检查时发现的。

4. 检查方法

浮式生产储卸装置采用目视检查。这种方法主要是通过各种途径使检查人员离待检查的表面足够近，以便能够目视确定是否存在明显的缺陷或损伤。但有时也需要采用超声波测量法、磁粉法、射线照相法以及其他无损方法对结构进行检查。

5. 检查时间

检查时间并无统一规定，取决于：

●浮式生产储卸装置结构的初始和长期耐久性特征；

●现场操作人员所需的时间余量，以便有足够的时间来计划和实施有效的修理；

●检查和修理的质量；

●维护的基础："按需"（发生损坏或泄漏时修理）或"计划"（按规定时间进行修理或更换）。

6. 检查人员

经验已充分表明检查系统最重要的部分是检查人员。检查人员的技能、知识、积极性和诚实至关重要。同等重要的还有组织对检查人员的影响、检查人员需遵守的步骤和过程、工作环境以及为检查人员执行工作所提供的支持硬件 / 系统。因而对检查人员产生较大影响的因素有：①组织；②程序；③硬件（设施）④环境。

对于如何提高检查人员的有效性和效率已经有了很多研究成果。当设计新检查系统时，将检查人员视为系统的一部分是很重要的。

7. 检查目的

检查应该包含不同层次的目的：首先，为了使评估具有适用性，应提供运行中结构的总体信息和知识。其次，应检测出损伤 / 缺陷，并且有效而高效地实施维护和修理计划以修正这些损伤 / 缺陷（质量控制和保证）。再次，作为安全控制工具可防止运行中结构在两次检查之间发生失效或损失（安全控制和保证）。

对于不同层次的目的，其检查策略（时间、地点、方法、人员）应当是不同的。

为了使评估具有适用性，第一层次的检查应选择典型构件 / 组件，用以提供运行中结构的总体信息。长期维护和修理计划中的检查通常不必过于详细。第二层次的检查（质量控制）应关注关键构件 / 组件，以便检测出尽可能多的损伤 / 缺陷，该层次与短期维护和修理计划相关。第三层次的检查（安全控制）用于防止最严重的损伤 / 缺陷或错误，以确保两次检查之间可进行安全作业。这是最详细且最困难的检查，需确定与安全相关的可预测或不可预测损伤 / 缺陷和错误。针对特定船队的每个检查作业均应结合这三种不同的检查策略。

不同层次检查的价值也是不同的。第一层次检查的价值在于对已有结构是否满足延期运行的要求作出判断。第二层次检查的重要性是对是否应改变维护和修理计划进行决策。第三层次检查的价值在于决定是否需要立即采取措施。价值分析（信息价值）有助于进行这些决策。

8. 最优化检查方法

最优化检查方法可分为主动性（关注于预防）方法和被动性（关注于修正）方法，应具备 5 个功能：

- 评估运行中离岸结构的总体情况；
- 确定需要考虑的因素，并对基于技术分析结果可以预测的固有损伤 / 缺陷予以说明；
- 在检查之前发现未知因素，并对基于技术分析无法预测的损伤 / 缺陷予以说明；
- 控制可预测和不可预测的损伤；
- 制订高质量维护和修理计划。

最优化检查计划应从结构设计（概念）开始，贯穿于结构的整个寿命期，并在结构废弃时结束（生命周期）。最优化检查计划不仅需包含船体结构，还需包含其设备和工作人员。最优化检查应该是评估整个结构总体情况的方法，同时也是检测构件不可预测缺陷和损伤的方法，并且通过采取适当的措施可以保持结构的安全性和完整性。最优化检查还是保证一切均按计划进行的方法，使构件可按预期正常使用，并能防止和减缓腐蚀（例如修补凹陷及对局部腐蚀过度的板予以更换）。

最优化检查方法从检查结构常见的固有损伤开始。根据经验，可采用合理的方法对固有损伤进行检查。前面章节论述了目前使用的基于风险的检查方法，这是检查结构系统固有损伤 / 缺陷的框架。根据基于风险检查的结果，可将基于概率的检查方法应用于特定组件 / 构件。对于各独立结构的外来损伤，应当发展基

于知识的诊断方法。基于知识的系统化诊断过程是确定外来损伤的一种可能方法。

通过知识系统进行诊断推理通常采用三种方法：基于模型的诊断、启发式分类和基于案例的推理，可结合使用这些方法。

基于模型的诊断（MBD）用于确定大量可能问题的详细情况，启发式分类可确定一系列特殊问题的出现情况，而基于案例的推理（CBR）则能将观测结果与先前确定的案例进行比较。

最优化检查方法可包括：

●制订标准任务清单，以确保相关数据和任务不会因分心或工作量而遗漏；

●进行整体调查，提高对潜在可预测和不可预测损伤和缺陷的认识；

●检查损伤或缺陷可能性较高的部件和失效后果较为严重的部件；如果发现可疑情况，则应通过基于模型的诊断、启发式分类和基于案例的推理加强检查，直至确定根本原因（而非表面现象）；

●随着退化速率或出现缺陷与损伤可能性的增加，需减少定期检查的时间间隔；

●在发生事故或检测到“预警”信号后进行检查；

●根据检查结果实施长期及短期维护和修理策略；

●基于检查结果及维护和修理结果更新检查、维护、监测和修理（IMMR）计划；

●实施检查，检查与可能会导致缺陷和损伤的环境无关；

●使用合格且有经验的检查人员，此类检查人员有足够的知识和积极性来完成质量检验。

在全面检查开始之前，为了对结构的总体情况进行有效评估，应根据结构生命周期信息管理系统确定标准检查清单和程序：

●结构图纸；

●作业历史和条件；

●先前的损伤/缺陷检查结果；

●防护涂层的情况和范围；

●入级情况，包括船级的所有特殊情况；

●先前的修理和维护工作；

●已有的不可预测损伤或缺陷信息；

●专家判断和评价；

●来自类似结构的相关信息。

对于根据历史数据、分析结果和专家判断而认为存在潜在损伤 / 缺陷的结构系统，采用其关键组件 / 子系统的已有检查方针及上述信息，可以为结构中的潜在损伤 / 缺陷区域确定合适的整体检查策略及检查的初始范围。在完成确定系统总体情况的初始检查后，检查人员可形成整体认识以确定不可预测潜在重要损伤 / 缺陷的位置。对于这些可疑区域应进一步进行基于知识的诊断，基于知识的诊断可与详细检查一起进行。

9. 检查数据系统

关于有效收集数据和信息的研究较少，获得这些数据和信息后如何进行处理的研究更少，而涉及数据存档、分析和报告的研究极少。关于数据收集、存档、分析和报告之间关系的系统性研究也非常少。目前的工作还不足以确定单一的一致最优检查数据系统。

更好的方法随信息技术的进步而出现，可将信息用于安全有效地管理船舶和离岸结构。整合独立系统并结合得到改进的信息记录、组织和交流对船舶和离岸结构的生命周期管理大有裨益。生命周期结构信息管理系统（SMIS）旨在使生命周期管理更为便利，包括设计、施工和作业，作业包括检查、维护、检测和修理（IMMR）。检查数据系统是生命周期结构信息管理系统中检查、维护、检测和修理模块的一部分。

检查数据系统的总体目标是：

- 收集检查数据；
- 存储数据；
- 为逻辑检查数据管理提供方法；
- 以适合于适用性分析和失效分析的方式对检查数据进行组织；
- 分析数据；
- 给出信息的发展趋势，例如与结构完整性相关的损伤 / 缺陷；
- 交流和报告数据。

结构一旦准备投入使用，就要根据检查计划进行一系列检查。需确定内部舱室检查的目标和范围，选择进入方法和数据记录方法并实施检查。检查结果包括腐蚀测量、裂纹检查、涂层和防腐系统情况以及其他结构 / 设备缺陷等，均需在相应的数据库中进行更新。使用检查数据可制定维护和修理策略，并最终实施修理。

37.6 参考文献 References

[1] Itagaki, H., Akita, Y., and Nitta, A (1983), Application of Subjective Reliability Analysis to the Evaluation of Inspection Procedures on Ship Structures, Proc. Int. Symp. On the Role of Design, Inspection and Redundancy in Marine Structural Reliability, National Academic Press, Nov.

[2] Madsen, H.O. et al (1986), Methods of Structural Safety, Prentice–Hall, Inc., Englewood Cliffs.

[3] Moan, T., (1993), Reliability and Risk Analysis for Design and Operations Planning of Offshore Structures, Proc of the 6th Intl. Conf. on Struct. Safety and Reliability, ICOSSAR' 93.

[4] Moan, T., (1997), Current Trends in the Safety of Offshore Structures, Keynote Lecture, Proc. 7th ISOPE, Vol. VI, Honolulu, USA.

[5] Moan, T. and Song, R. (1998), Implication of Inspection Updating on System Fatigue Reliability of Offshore Structures, Proceedings of 17th Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE' 98), Portugal, July.

[6] Newman, J.C. and Raju, I.S. (1981), An Empirical Stress Intensity Factor Equation for Surface Crack, Engng. Frac. Mech., Vol. 15, 185–192.

[7] Paris, P.C. and Erdogan, F. (1963), A Critical Analysis of Crack Propagation Laws, J. of Basic Engng, Trans. ASME, Vol. 85.

[8] Shinozuka, M. and Deodatis, O. (1989), Reliability of Marine Structures under Bayesian Inspection.

[9] Song, R. and Moan, T. (1998), Fatigue Reliability of Large Catamaran considering Inspection Updating, Proceeding of the 8th International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE' 98), Montreal, Canada, May.

[10] Song, R. and Zheng, P. (1999), Reliability Assessment of Offshore Structures at Cold Phase Considering Inspection Effect, Proceeding of the 9th International Offshore and

Polar Engineering Conference (ISOPE’ 99), Brest, France, May.

[11] Sun H. and Bai, Y. (2001), Time-Variant Reliability of FPSO Hulls, SNAME Transactions, Vol. 109.

[12] Xu, T. and Bea, R. (1997), Marine Infrastructure Rejuvenation Engineering-Fatigue and Fracture of Critical Structural Details (CSD), JIP report, Marine Technology & Management Group, University of California at Berkeley.

[13] Xu, T., Bai, Y., Wang, M. & Bea, R.G. (2001), Risk based Optimum Inspection of FPSO Hulls, OTC12949, May 2001.

[14] Yang, J.N., (1976), Inspection Optimization for Aircraft Structures Based on Reliability Analysis, Journal of Aircraft, AAIA Journal, Vol. 14, No. 9, pp. 1225-1234.

[15] Yazdan, N. and Albrecht, P. (1990), Probabilistic Fracture Mechanics Application to Highway Bridges, Engng. Frac. Mech., Vol. 37, pp. 969-985.

第 5 篇　风险评估
Risk Assessment

第 38 章　风险评估方法

Risk Assessment Methodology

38.1 简介
Introduction

38.1.1 健康、安全和环境保护
Health, Safety and Environment Protection

近年来，健康、安全和环境保护（HSE）管理已经成为海洋结构设计和建造的一个重要主题。设计项目旨在用最小的生命周期成本建造安全且坚固实用的结构系统。健康、安全和环境保护的目标是为设计和建造提供一个不会产生伤病的工作场所（Toellner, 2001）。此外，为了保护健康还需关注人类工程学和噪音控制（ASTM, 1988, 1995）。健康、安全和环境保护的其他一些重要主题包括应急响应、撤离、逃生和救援、防火以及医疗响应等。从环境保护的角度来看，管道、立管、油船和设施的油气泄漏量必须符合标准。许多深水离岸项目均需对环境影响进行评估，并控制气体和废弃物的排放。

风险评估是一种用于管理安全、健康和环境保护的工具。

38.1.2 风险评估概述
Overview of Risk Assessment

风险评估在安全、环境和商业风险管理中的应用越来越多，本章将讨论风险评估的基本程序，流程如图 38.1 所示（NTS, 1998）。此外，本章还阐述了风险概念和风险接受准则。更多信息可参见 NORSOK 标准（NTS, 1998）、Arendt 等（1989）、Avens （1992, 1994）和 Guedes Soares （1998）。

风险评估最初由核工程界提出，称为“概率安全评估”（NRC, 1983）。风险评估也被应用于化学行业，称为“定量风险评估（QRA）”，用于化学工艺和化学品运输的风险管理 （CCPS, 1989, 1995, Arendt 等，1989）。近年来，风险评估已经得到了海洋和离岸业的认可，参见 Vinnem （1999）和 CMPT （1999）。

Wilcox 和 Ayyub（2002）论述了风险评估在工程系统中的一般应用，ISSC（2000）提供了大量近期发表的海洋风险评估论文的列表。

如图 38.1 所示，风险评估的主要步骤有：

●风险分析规划；

●系统描述；

●危险识别；

●起始事件的原因和频率分析；

●后果和后果升级分析；

●确定可能的风险降低措施。

以上各步骤将在下文中予以详细说明。

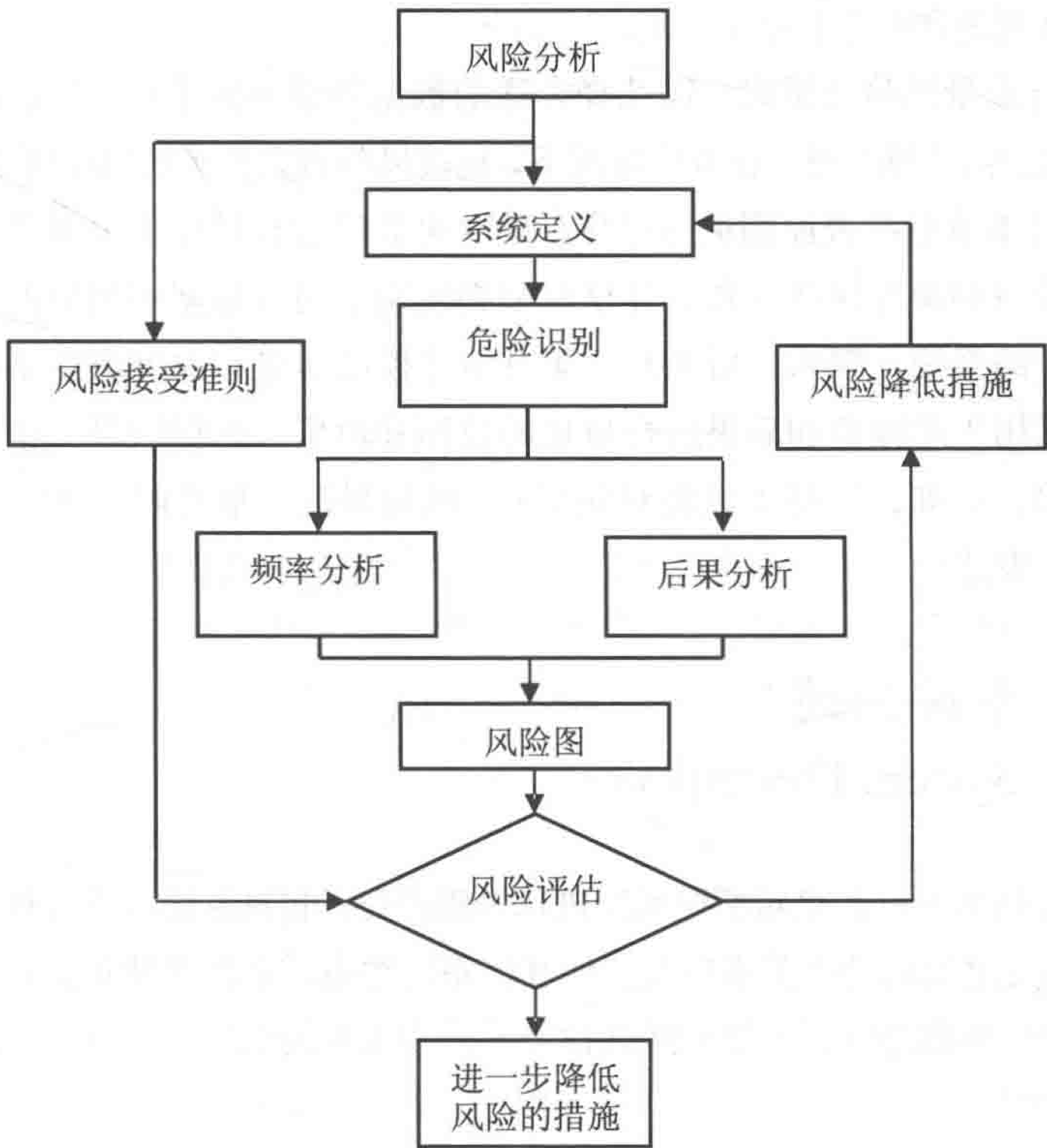


图 38.1　风险估计、分析和评估

风险评估提供了定性 / 定量风险度量。通过危险识别可从非关键危险中区分出关键危险。风险减少措施可通过成本效益设计和改进程序来控制风险。

38.1.3 风险分析规划 Planning of Risk Analysis

风险分析是设计和建造项目的综合组成部分，因而对于设计安全、技术可靠、具有成本效益且环保的设施，风险分析是其决策基础的一部分。

对设施进行较大变更时需要实施风险分析，例如改变设备位置和/或设备退役/废弃，组织和人员配置发生重大变化时也需要进行风险分析。

应明确规定风险分析的目的和范围，使其与工作要求一致，并且在开始风险分析前必须确定风险接受准则。操作人员参与项目实施是很有帮助的。对于与设计和建造船舶、移动式离岸钻井平台和浮式生产设施相关的工作，需使用合适的法规、船级规范和行业标准/规范。

当进行定量风险分析时，需选择合适的数据基础。为了得到可靠的结论，必须有足够充分的数据基础。在有些情况下，比较风险研究得出的结论可能更有意义。

为了对事故频率或原因进行量化，建立可靠的数据基础至关重要。数据基础需与相关阶段和操作保持一致，分析模型必须满足输入数据和假定的要求。对于分析所涉及的系统，频率、后果和后果升级建模的质量和深度决定了结论的详细程度。根据用于对频率和后果进行量化的数据和模型，所得结果的精确度可能不及合理结果。例如，当基于分类对频率和/或后果进行估算时，风险可能无法以连续尺度来表达。

38.1.4 系统描述 System Description

风险评估的下一步是对所用系统进行详细研究，包括系统结构和操作的总体描述、系统单元之间的功能关系以及任何其他系统约束。系统描述包括技术体系、时间周期、人员、外部环境、与风险评估相关的资产以及系统承受失效和意外影响的能力。

38.1.5 危险识别 Hazard Identification

危险识别为后续频率和后果估算提供了依据，并列出会导致各种潜在后果的

意外情况。识别潜在危险是为了在风险评估时避免忽略潜在的危险事故。危险识别也包括对各种危险在总风险中的重要性进行排序。为了进行后续分析，可将危险可大致分为关键危险和非关键危险。需说明筛选危险所用的标准，并记录对非关键危险进行分类时所做的评估。

识别危险有几种方法，选择适用的技术取决于可用的知识和信息。可用于危险识别的数据和工具包括文献综述、检查表、事故统计数据、危险和可操作性（HAZOP）研究以及失效模式与后果分析（FMEA）。安全审计、头脑风暴和以前项目的经验很有裨益，操作人员的参与也非常重要。

38.1.6 起始事件的原因和频率分析 Analysis of Causes and Frequency of Initiating Events

对起始事件可能原因所进行的分析是确定此类事件预防方法的最好依据，从而可以避免发生事故。频率评估方法包括：

- 历史数据；
- 故障树分析；
- 事件树分析；
- 失效模式与后果分析（FMEA）；
- 人员可靠性分析。

分析时将人员和操作因素的影响包含在内非常重要。

在很多情况下，可通过与经验数据直接比较或根据历史数据进行推断来估算频率。但是在大多数风险评估中事件发生的频率均非常低，因而必须予以综合处理，包括：

- 合适的概率数学；
- 根据可用行业数据确定基本失效数据；
- 确定会引起事故的失效和事件组合。

38.1.7 后果和后果升级分析 Consequence and Escalation Analysis

该分析得到了广泛运用，包括估算偶然载荷、后果建模、后果升级建模以及对偶然载荷的响应进行估算。根据分析的目的和性质，原因分析和后果分析存在

一定的差异。后果升级分析最常用的方法有：

- 事件树分析；
- 故障树分析；
- 仿真 / 概率分析。

后果分析涉及以下内容：

- 采用后果分析的实验和分析模型来确定已识别危险所导致的物质或能量泄漏的特征；
- 测量 / 估算物质 / 能量在所关注环境中的泄漏 / 扩展；
- 量化安全、健康、环境和经济对所关注目标的影响，包括伤亡数量、泄漏到环境中的物质数量以及货币损失。

如同频率估算，因为时变气象条件不同、物理和化学特性的固有不确定性以及模型不确定性，所以后果估算存在较大的不确定性。

在任何情况下，检验不确定性及结果对假定和边界条件变化的敏感性可以提供更全面的信息。根据不同事故类型的数量和所考虑事故的次序，风险评估的1/3~1/2 工作应放在后果估计上。

38.1.8 风险估计 Risk Estimation

风险 R 一般可表达为

$$R=\sum f(p,C) \tag{38.1}$$

式中：

p 和 C 分别为事故的频率和后果。

针对分析所考虑的所有情况，可将所有可能事件产生的风险累加起来。不确定性分析的结果可通过由置信上限和置信下限所确定的区间及最佳估算值予以表达。需注意的是，即使风险相同（频率和后果之积），也应该更关注潜在的严重事故而不是较小的事故。

估算得到的频率和后果可根据特定接受准则整合为绝对表达形式，或为了避免是否有足够绝对数的问题而整合为相对表达形式。

当评估风险估算值时，建议计算各种构件在人为错误、事故及总风险中的重要性。计算总风险估算值对假定、频率或后果变化的敏感性是非常有用的。通过这些工作能够确定导致风险的主要因素，在此基础上即可实施降低风险的措施。

38.1.9 风险降低措施 Risk Reducing Measures

风险降低措施包括频率降低措施、后果降低措施以及二者的结合，可分为技术性措施、操作性措施和 / 或组织性措施。通常根据考虑了风险各方面因素的全面评估来选择措施类型，重点是需综合评估所有风险降低措施对风险的总体影响。如果提出备用措施，则风险降低措施之间的可能联系必须明确告知决策者。优先选择可降低危险情况频率的措施，危险情况可能会发展并导致事故事件。为了减小后果，在设计承载结构和被动消防系统时需考虑这些措施。设备布置应适于操作，并尽量减少人员暴露于偶然载荷的情况。

在选择风险降低措施时，需考虑其可靠性以及对估算的风险降低程度进行记录和验证的可能性。后果降低措施（特别是被动措施，例如被动消防措施）的可靠性通常比频率降低措施更高，尤其是针对操作条件的措施。

实施特定风险降低措施的可能性取决于一些因素，例如可用技术、当前作业阶段以及成本效益分析结果等，因而可根据这些因素来选择风险降低措施。

38.1.10 应急准备 Emergency Preparedness

应急准备也是风险评估的一部分，其目的是做好准备，当危险发生时采取最合适的行动，尽量降低影响并将人员转移至安全的地方（NTS, 1998 & Wang, 2002）。在英国，只有当操作安全案例得到批准时才能合法运营离岸设施，操作安全案例需由设施的运营者编写并书面提交。

38.1.11 时变风险 Time-Variant Risk

风险 $R(t)$ 是时间的函数，可用时变概率 $p(t)$ 和时变后果 $C(t)$ 之积表示：

$$R(t) = \sum \{p(t)C(t)\} \quad (38.2)$$

风险的时间变化率可表达为

$$\frac{dR(t)}{dt}=\sum\left\{\frac{dp(t)}{dt}C(t)+p(t)\frac{dC(t)}{dt}\right\} \tag{38.3}$$

上式表明降低风险的最有效方法是降低最大后果事件的概率以及降低最大概率事件的后果。风险降低措施的影响以增量形式可表达为：

$$dR(t)=\sum\{dp(t)\,C(t)+p(t)dC(t)\} \tag{38.4}$$

由于降低了概率和 / 或后果，$dR(t)$ 为负值时表明总风险水平已经降低。

38.2 风险估计 Risk Estimation

38.2.1 人员风险 Risk to Personnel

人员风险一般表达为死亡风险，有时也表达为受伤风险。应急准备分析通常需要将事故中人员伤亡的估算值作为输入项。

1. 个人风险

死亡风险最常用的度量是个人风险。潜在人命损失（PLL）可由式（28.5）计算：

$$PLL=\sum_n\sum_j f_{nj}\,c_{nj} \tag{38.5}$$

式中：

f_{nj}为人员后果为 j 的事故 n 的年频率；

c_{nj} 为人员后果为 j 的事故 n 的年死亡数；

n 为所有事件树中事故的总数；

j 为人员后果类型的总数，通常包括紧急、逃生、撤离和救援。

可用死亡事故率（FAR）和平均个人风险（AIR）来表达个人风险（IR）。死亡事故率表示一组特定人员暴露 1 亿小时的死亡数，而平均个人风险则说明船上

每个暴露人员的死亡风险。死亡事故率或平均个人风险均基于总离岸时间（一年8760小时），可表达如下：

$$FAR = \frac{PLL \times 10^8}{Exposedhours} = \frac{PLL \times 10^8}{POB_{ev} \times 8760} \quad (38.6)$$

$$AIR = \frac{PLL}{Exposed\ Individuals} = \frac{PLL}{POB_{ev} \times \frac{8760}{H}} \quad (38.7)$$

式中：

POB_{ev} 为年平均配员数；

H 为年人均离岸时间。

2. 社会风险和 *f–N* 曲线

社会关注的是事故对社会的影响，因而需要对社会风险，即事故对社会的总体影响，进行度量，这可以通过群体风险（GR）予以表达。群体风险通常以 *f–N* 曲线（*f* 为频率，*N* 为死亡人数，即后果的度量）表示，如图38.2所示。

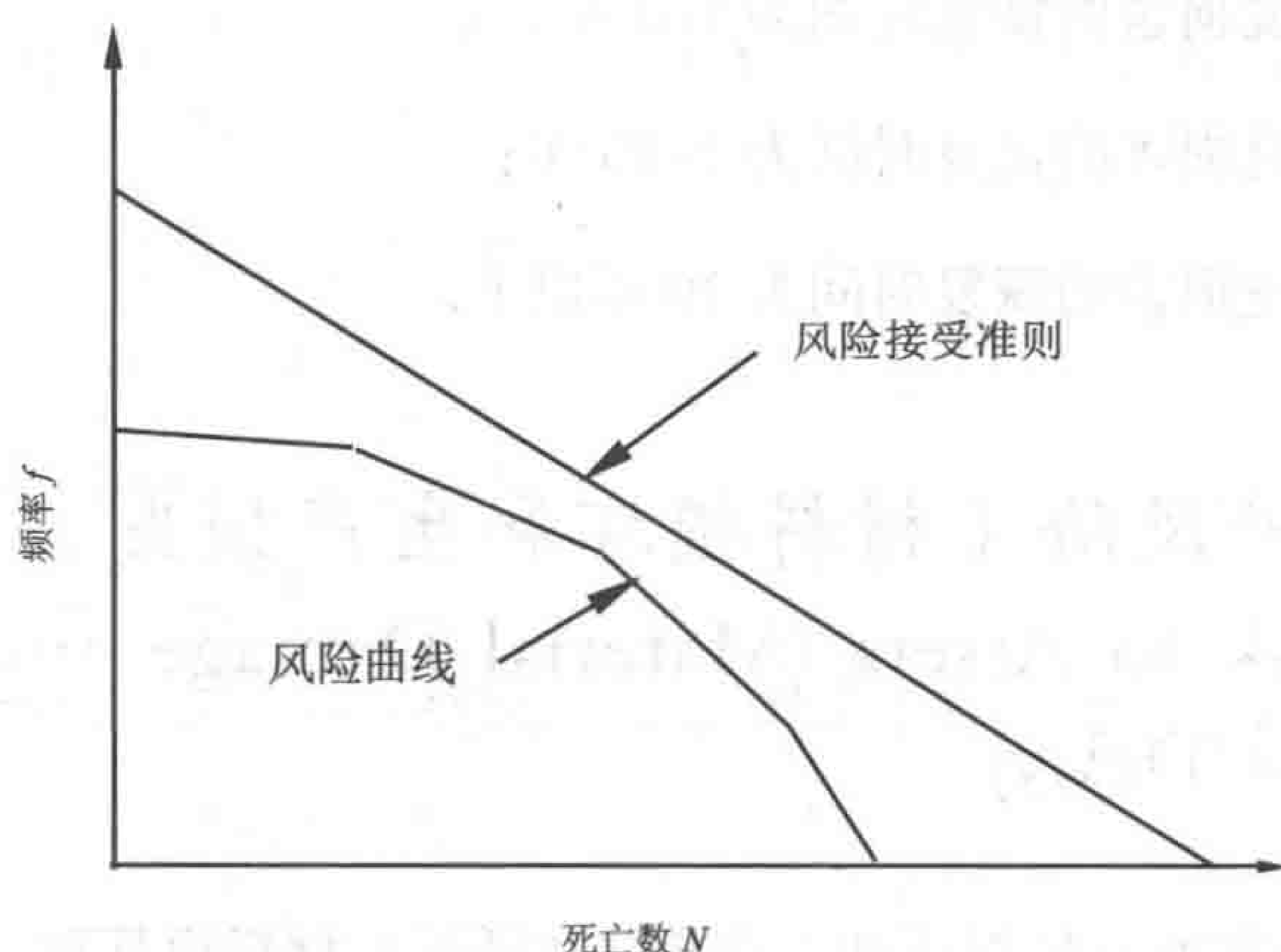


图38.2　*f–N* 曲线

f–N 曲线说明了可接受的风险水平，曲线中频率取决于后果的严重程度，例如事故的平均死亡数。*f–N* 曲线中值的计算是累积的，即特定频率对应于 *N* 或更多的死亡数。

38.2.2 环境风险
Risk to Environment

环境风险评估包括确定泄漏时间分布、针对相关事故进行溢油仿真以及估算对环境资源的影响和恢复时间。环境风险评估的总体原则是（NTS, 1998）：

●确定重要生态成分（VECs）；

●重点评估“最脆弱的资源”；

●评估各重要生态成分的损害频率；

●使用恢复时间来度量环境损害。

根据恢复时间，环境损害可分为以下类别：

●轻度：环境损害的恢复时间为 1~12 个月；

●中度：环境损害的恢复时间为 1~3 年；

●重度：环境损害的恢复时间为 3~10 年；

●严重：环境损害的恢复时间为 10 年以上。

38.2.3 资产风险（材料损坏和生产损失 / 延误）
Risk to Assets (Material Damage and Production Loss/Delay)

资产风险通常指材料损坏和生产损失 / 延误。材料损坏可分为局部损坏、单个模块损坏、多个模块损坏或整体损坏。根据延误时间生产延误可分为：1 至 7 天、1 周至 3 个月、3 个月至 1 年以及大于 1 年等。

为了估计资产损坏和生产延误风险，必须确定意外事件持续时间的分布情况，并计算设备和结构的响应。

38.3 风险接受准则
Risk Acceptance Criteria

38.3.1 概述
General

安全达到什么程度才是足够安全？风险接受准则定义了特定作业期间的可接受总体风险水平。评估是否需要风险降低措施时必须参考风险接受准则，因而在开始风险分析前就应予以确定。此外，风险接受准则还必须体现出安全目标和作业特点。

风险接受准则可定量或定性描述，取决于风险的表达方式。其定义的基础包括：

- 适用于作业安全性的政府法规；
- 得到认可的作业行业标准；
- 意外事件及其影响的相关知识；
- 当前和以往作业的经验。

根据风险分析的目的和详细程度，接受准则可为：

- 适用于定量研究的高水平准则；
- 风险矩阵和 ALARP 原则；
- 风险比较标准。

Fischhoff 等（1981）说明并确定了风险接受准则的各种选择方法，并指出价值观、信仰和其他因素均会影响风险接受准则的选择。需明确认识到定义风险接受准则的复杂性，这是由定义模糊、缺乏相关事实、与社会价值观冲突以及技术专家和公众之间意见不一等所致。风险接受准则的选择需经过严格审核，包括其理论前提、技术可行性、政治可接受性以及涉及人员因素的主要假定的有效性等。

38.3.2 风险矩阵 Risk Matrices

将事故频率和相应后果排列在矩阵中（见图 38.3）非常适合于表达风险，可说明什么情况下意外事件较多或单值计算较难。矩阵可划分为 3 个区域，包括：

●不可接受风险区域；

●可接受风险区域；

●介于二者之间的区域，需予以评估，确定是否需要进一步降低风险或进行更为详细的研究。

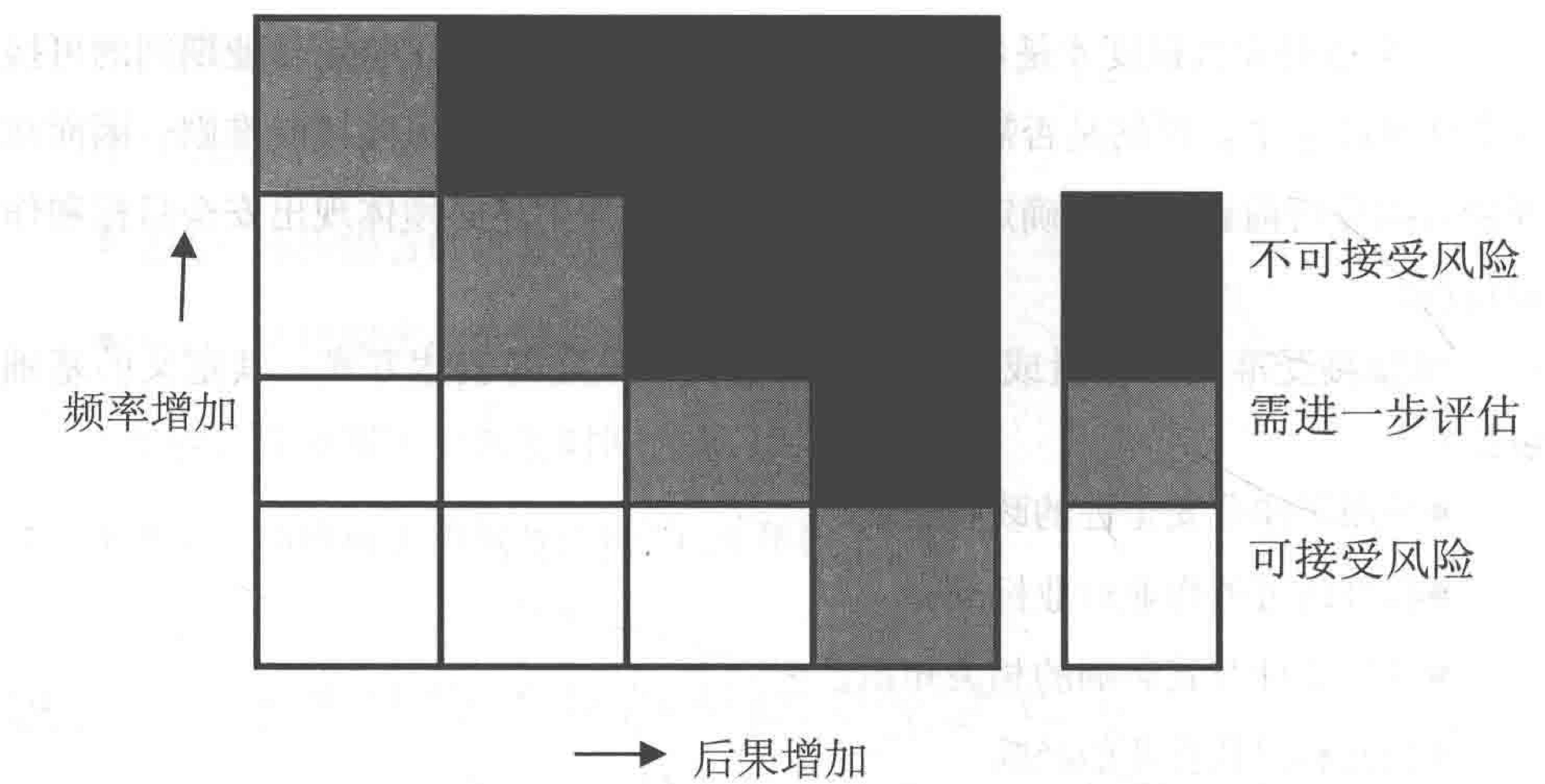


图 38.3　风险矩阵

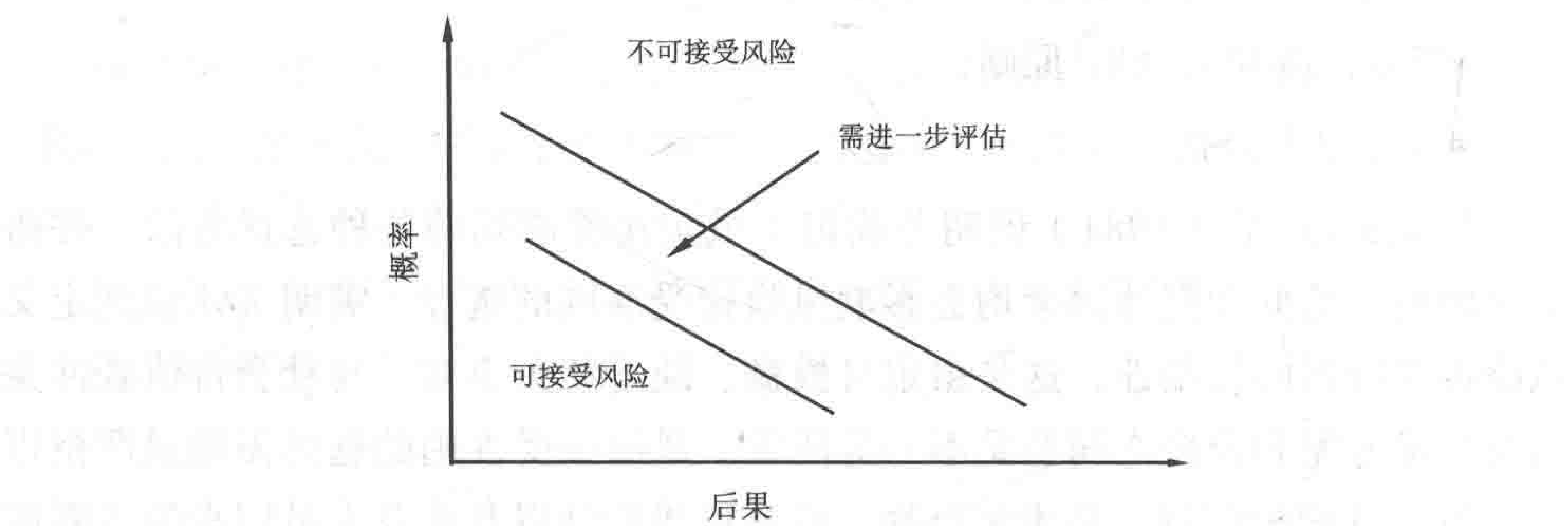


图 38.4　连续变量风险矩阵

通过定义矩阵中的区域可以设定可接受范围，区域代表可接受风险和不可接受风险。风险矩阵可用于定性和定量研究。如果将频率划分为大类，例如极少和频繁，后果划分为较小、中等和灾难，则定性研究的结果可以通过风险矩阵予以表达。类型定义对于定性分析尤为重要。

风险矩阵中的类型和方格可用连续变量替代，这样就实现了完全量化，如图 38.4 所示。

风险矩阵适用于以下情况：

- 针对不同情况评估其人员风险，例如整体舱室与单独舱室；
- 评估作业风险，例如勘测钻井；
- 评估特定系统的风险，例如机械管道铺设系统；
- 评估环境风险。

38.3.3　ALARP 原则 ALARP–Principle

合理可行最低水平（ALAR，见图 38.5）原则可用于油气业（UK HSE, 1993）。采用 ALARP 原则旨在满足将风险水平保持在“最低水平”的要求，ALARP 评估的过程需予以详细记录。在 ALARP 区域（介于“可接受下限”和“可接受上限”之间），只有当风险无法降低或成本与改进效果非常不成比例时，才可以接受风险。确定可行性的方法通常为：根据成本效益评估决定是否实施风险降低措施。如果风险高于“可接受上限”，则在通常情况下无需对其进行验证。“可接受上限”一般都已确定，而“可接受下限”有时并未确定。因为必须对风险降低措施进行 ALARP 评估，所以这并不影响该方法的有效使用。就风险接受而言，ALARP 原则适用于人员风险、环境风险和资产风险。Trbojevic（2002）介绍了如何在设计中使用 ALARP 原则。

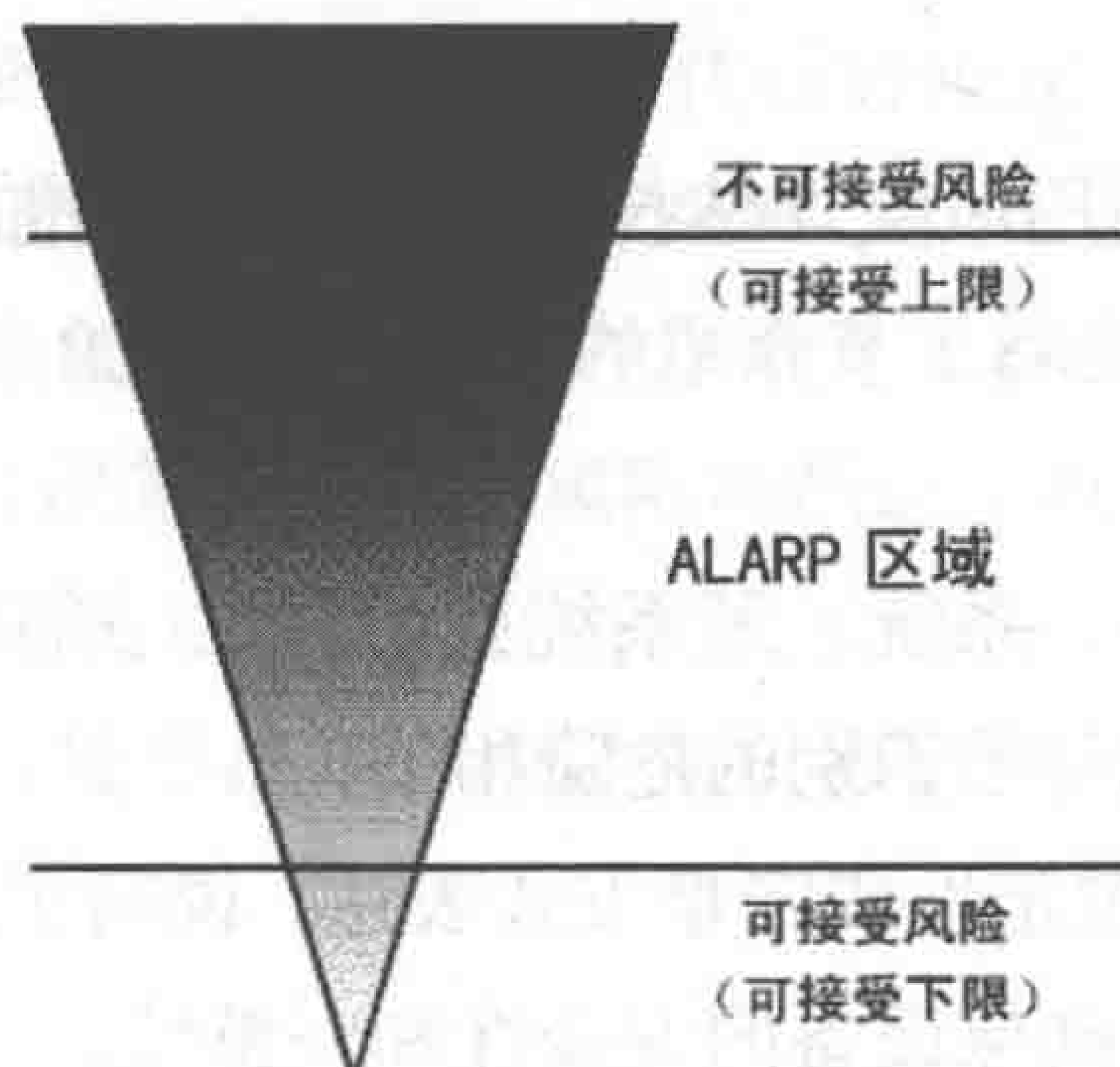


图 38.5　ALARP 原则

38.3.4 比较准则
Comparison Criteria

适合这种准则的研究较少，旨在为了特定目的而将某些概念或方法与已有或得到认可的作业实践进行比较。准则适用于重复性作业，例如钻井和修井、重物起吊作业、潜水等。使用比较准则时需精确表达比较的基础。

需在新方法不增加当前作业风险的基础上制定接受准则。

比较准则的几个例子如下：

- 消防水系统的替代设计（或使用新技术）需至少与传统技术一样安全；
- 与现有方法相比，环境风险水平不可更高；
- 替代方法的成本效益不可高于现有方法。

此类风险接受准则也适用于人员风险、环境风险和资产风险。

38.4 利用风险评估确定性能标准
Using Risk Assessment to Determine Performance Standard

38.4.1 概述
General

LR（1999）发布了利用风险评估技术确定性能标准的入级指南，所用的风险评估方法与本章 38.1 节至 38.3 节介绍的方法类似。LR（1999）指南包括以下内容：

- “关键部件”是设备、系统、子系统或组件的一部分，对于设备的安全性和完整性至关重要，这些均与已识别的危险相关；
- “性能标准”可以通过定性或定量方式表达，说明了关键部件所需的性能，以便控制已识别的危险，并确保设备的安全性和完整性；
- “审核”指对关键部件的设计、制造、建造、安装和调试进行确认，证明

其符合所需性能标准的要求，可用于新建设备和在役设备；

● “检查和修理计划”是所有人 / 运营者的定期检查和修理工作计划，确保设备在使用中能够达到所需性能标准，并针对所有已识别危险保持设备的安全性和完整性。

38.4.2 重要焊接细部基于风险的疲劳标准 Risk-Based Fatigue Criteria for Critical Weld Details

确定重要焊接细部疲劳接受准则及相应检查和修理计划的实例应用如下：

●关键部件（焊接细部）的疲劳失效可在简化疲劳评估基础上通过筛选分析来确定，失效导致设备安全性和完整性降低的后果也需要予以说明；

●在设计阶段可制定定量性能标准（疲劳接受准则），以确保焊接细部不会发生威胁设备安全性和完整性的疲劳失效；

●新建项目需进行审核，以确认所选择的关键部件（焊接细部）符合预先规定的性能标准（疲劳接受准则）；

●对于在役设备，需制定检查和修理工作的安排计划，确保符合所需的疲劳标准。审核并确认重要焊接细部符合预先规定的疲劳标准。

38.4.3 工程系统基于风险的顺应过程 Risk-Based Compliance Process for Engineering Systems

由于为所有可能的系统设计制定规范要求比较困难，所以可采用政府法规和行业设计标准所提供的一些规定，使替代设计能够满足现有要求。Wilcox, R. 和 Ayyub, B.M.（2002）通过确定与现行标准和已认可设计等效的安全性，提出基于风险的顺应审批过程来处理工程设计的新概念和特殊类型。风险作为总体性能的度量可以辅助系统设计决策，而基于风险的顺应审批方法则有助于确定关键因素。此过程也适用于评估常规工程系统及进行安全修正。通过对现有规范和安全目标进行修正可以确定风险接受准则，测试和监控程序可以增进对系统性能的了解，

帮助控制风险，并提高生产和作业阶段的质量。

38.5 参考文献 References

[1] ASTM (1988, 1995) ASTM F1166–95a: Standard Practice for Human Engineering Design for Marine Systems, Equipment and facilities, American Society of Testing and Materials.

[2] Aven, T. (1994), On Safety Management in the Petroleum Activities on the Norwegian Continental Shelf, Journal of Reliability Engineering and System Safety, Vol. 45, pp. 285–291.

[3] Aven, T. (1992), Reliability and Risk Analysis, Elsevier, England.

[4] CCPS (1989), Guidelines for Chemical Process Quantitative Risk Analysis, Center for Chemical Process Safety, American Institute of Chemical Engineers.

[5] CCPS (1995), Chemical Transportation Risk Analysis, Center for Chemical Process Safety, American Institute of Chemical Engineers.

[6] Arendt, J.S., Lorenzo, D.K., Lusby, A.F., (1989), Evaluating Process Safety in the Chemical Industry – A Manager–s Guide to Quantitative Risk Assessment, Chemical Manufactures Association.

[7] CMPT (1999), A Guide to Quantitative Risk Assessment of Offshore Installations.

[8] Fischhoff, B., Lichtenstein, S., Slovic, P., Berby, S.L. and Keeney, R. (1981), Acceptable Risk, Cambridge University Press.

[9] Guedes Soares, C., (1998), Risk and Reliability in Marine Technology, A.A. balkema, Rotterdam, The Netherlands.

[10] ISSC (2000), Risk Assessment, Proceedings of the International Ship and Offshore Structures Congress, Nagasaki, Japan.

[11] LR (1999), Guidelines for Classification using Risk Assessment Techniques to Determine Performance Criteria, Part 1A of the LR Rules and Regulations for the Classification of a Floating Offshore Installation at a Fixed Location, Lloyd's Register.

[12] NRC (1983): PRA Procedures Guide – A Guide to the Performance of Probabilistic Risk Assessment for Nuclear Power Plants, NUREG/CR–2300, Nuclear Regulatory Commission, Jan. 1983.

[13] NTS (1998), Risk and Emergency Preparedness Analysis NORSOK Z–013, Norwegian Technology Standards, March 1998.

[14] Toeliner, J. (2001), Safety Partnerships with Contractors: A Hoover/Diana Project Success Story, OTC 13080.

[15] Trbojevic, V.M. (2002), ALARP Principle in Design, Proceedings of OMAE Conference.

[16] UK HSE (1992), Safety Case Regulations, Health and Safety Executives, HMSO.

[17] Vinnem, J.E. (1999), Quantified Risk Assessment – Principles, Modelling and Applications of QRA Studies, Kluwer Academic Publishers.

[18] Wang, J. (2002), A Brief Review of Marine and Offshore Safety Assessment, SNAME Journal of Marine Technology, Vol. 39(2), pp. 77–85.

[19] Wilcox, R. and Ayyub, B.M. (2002), A Risk–Based Compliance Process for Engineering Systems, SNAME Annual Conference Proceedings and Transactions.

第 39 章　基于风险的决策

Risk-Based Decision Making

船舶业（以及所有其他行业）的大多数从业者经常会面临困难的决策。显然现在最关注的危险要比以前的主要危险更难以观察和评估。五个因素（也许还有更多）使作出“正确”决策日益困难，这些因素包括：复杂性（选择和决策环境）、多重目标（通常互相冲突）、相关方的不同视角、决策对于变化的敏感性（信息和条件等方面）以及决策过程中关键变量的不确定性。后者是一个重要但却经常被忽视的因素，值得专门予以论述[1]。

船舶业的各方面普遍存在不确定性（或可变性），从设计、施工、运营，直至船舶、平台或设施最终报废。材料特性、施工技术和运营的可变性是所有技术领域都会遇到的问题。表 39.1 列出并介绍了不确定性的三种类型。这些不确定性是导致船舶业风险的主要原因，其影响波及船舶系统的所有相关方。发展基于风险的决策（有时也称为风险分析或风险管理）旨在应对这些不确定性，能够获取不确定性的特征并应用于诸如规划、危机预防和管理等活动中。基于风险的决策方法可以构建一个过程，在虑及安全性、耐久性、适用性和相容性的情况下进行决策。

表 39. 1　不确定性类型

分类	说明	例子
I- 固有	一个量的自然随机性	结构强度和加载
II- 模型	数学模型模拟真实情况不完善导致的随机性	假定，如令重力加速度为常数
III- 人员和组织错误	人员介入影响导致的可变性	个人和组织之间技能和表现水平的差异

近期业界对基于风险的决策过程，以及在当今高度复杂可变情况下表达和整合固有不确定性的能力非常关注。基于风险的决策可以提供一个过程，以确保最优化决策、与相关方的目标和理念保持一致、以及考虑到所有变量信息并正确应用于所进行的决策。这个过程不仅包含海岸警卫队拥有的信息，而且包含从其他相关方获取的信息。“最优化”决策并不一定需要达到最佳效果，这主要是决策技巧问题，而是指在特定情况下，最适合信息、价值和目标的决策。一般而言，随着时间的推移，这些决策应该可以达到最佳效果。采用基于风险的系统不仅能进行可靠决策，而且可以与组织的价值观保持一致。由于对问题进行了彻底研究，

利用综合评估过程可以将意外情况的数量和程度降至最低。

采用基于风险的方法有许多好处。首先是针对特定应用和条件优化系统（包括硬件、程序、规范、人员等）的能力。“传统”管理技术倾向于过度强化系统的某些方面，而对其他方面没有予以足够的重视。基于风险的决策则相反，允许管理人员关注与过程相关的不确定性，确定可能设计过度或设计不足的区域。此外还可分析特殊新情况的安全水平，并与认为是“安全”的情况进行比较，这是其他方法无法实现的。在逐渐了解特定结构或系统优缺点的基础上，即可优先关注安全水平最低的区域。

本章概述的基于风险的决策过程并不能取代决策者，唯一目的是作为信息源支持决策者，不仅提供最优化方法，而且提供整体情况的深化信息，包括涉及的不确定性、目的、代价以及相关方的各种价值判断和评估。

为了使用基于风险的决策方法，首先必须了解概率和统计学基础知识，然后才是基于风险决策的基本原理。以下章节将展开论述这些内容。

39.1　基本概率概念 Basic Probability Concepts

概率（及风险）的概念可以从三个截然不同的角度进行解读，三种解读方法如表 39.2 所示。所有三种方法都可以，也都应该用于支持决策，因而对于船舶管理人员而言，第三种解读方法（主观）可能是最有价值的。但进行大量试验（频率方法的要求）或了解大部分事件的精确概率（传统方法的要求）均较为困难。所有三种解读方法都遵循相同的规则和公理，因而可一起使用，发挥每种方法的优点。

表 39.2　概率解读方法

概率解读方法	说明
传统方法	事件概率为事件包含的基本事件数与基本事件总数之比
频率方法	随着样本达到较大数量，事件概率可根据其相对频率的极限得出
主观方法	事件概率为相信该事件发生的程度的测度

在进行基于风险的决策前，首先必须理解一个最基本的概念："什么是风险？"根据风险分析和风险管理领域的近期进展，这个概念目前尚无公认的准确定义。本文将风险定义为存在损失可能，或危险发生概率与危险后果严重程度的组合。在数学上可以表达为

$$\text{特定危险的风险} = \text{危险概率} \times \text{危险后果} \tag{39.1}$$

危险及其后果是特定系统中的潜在不利事件，可根据后果（投入资金、生命损失等）确定其特征。但另一方面，由于结合了危险发生的可能性，风险是个较为模糊的量。为了预防和减轻船舶系统中的危险，必须对相关风险进行定义和排序。

风险特征可以通过概率（某事件发生的可能性）、后果（事件的资金和非资金"成本"）以及对措施的敏感性（对风险管理措施的易感性）予以表达，如图39.1所示。

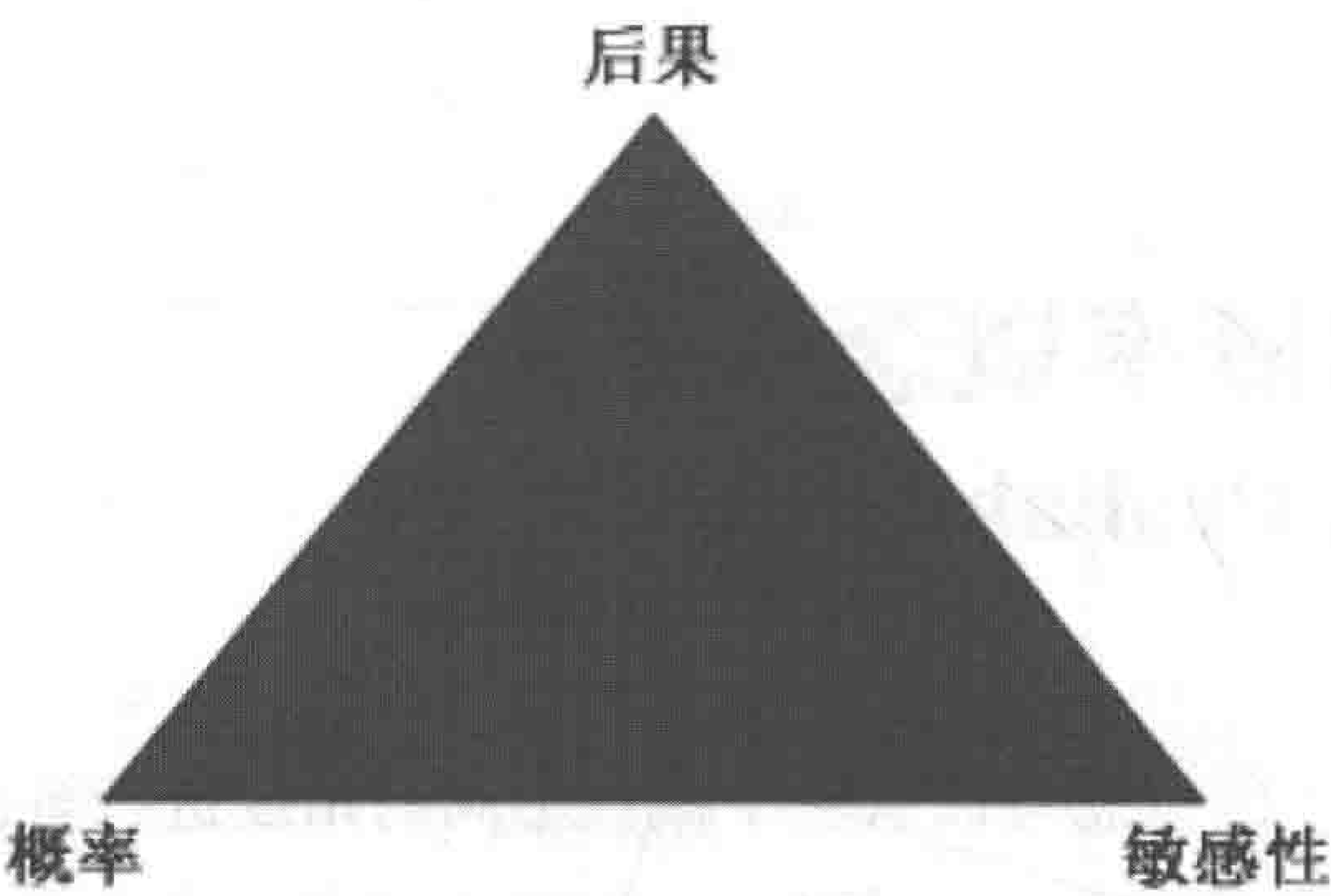


图 39.1　风险的特征

可以对风险特征进行定性（例如低、中或高）或定量（例如资金数或数值概率）排序。如果能够方便地从可用数据中提取出风险特征，则定量排序系统是易于使用的。定性排序系统可用于比较不同类型的风险或没有可靠数据的风险。

通常在风险评估过程中提取风险的特征（如下所述），虽然这个工作也可以一直延续到风险管理阶段。以下将简要介绍这些过程。

39.2　基于风险的决策过程
Risk-Based Decision Making Process

基于风险的决策由主要五个部分构成，如图 39.2 所示。这是一个没有终点的迭代过程。如果可用资源有限，这个过程对于管理人员而言就比较困难。但应该指出的是，当体验过基于风险的决策过程和理念后，这无疑将成为管理人员的第二天性。将基于风险的决策用作正式计划只是短期行为，目标应该是将其非正式地融入日常管理活动中。

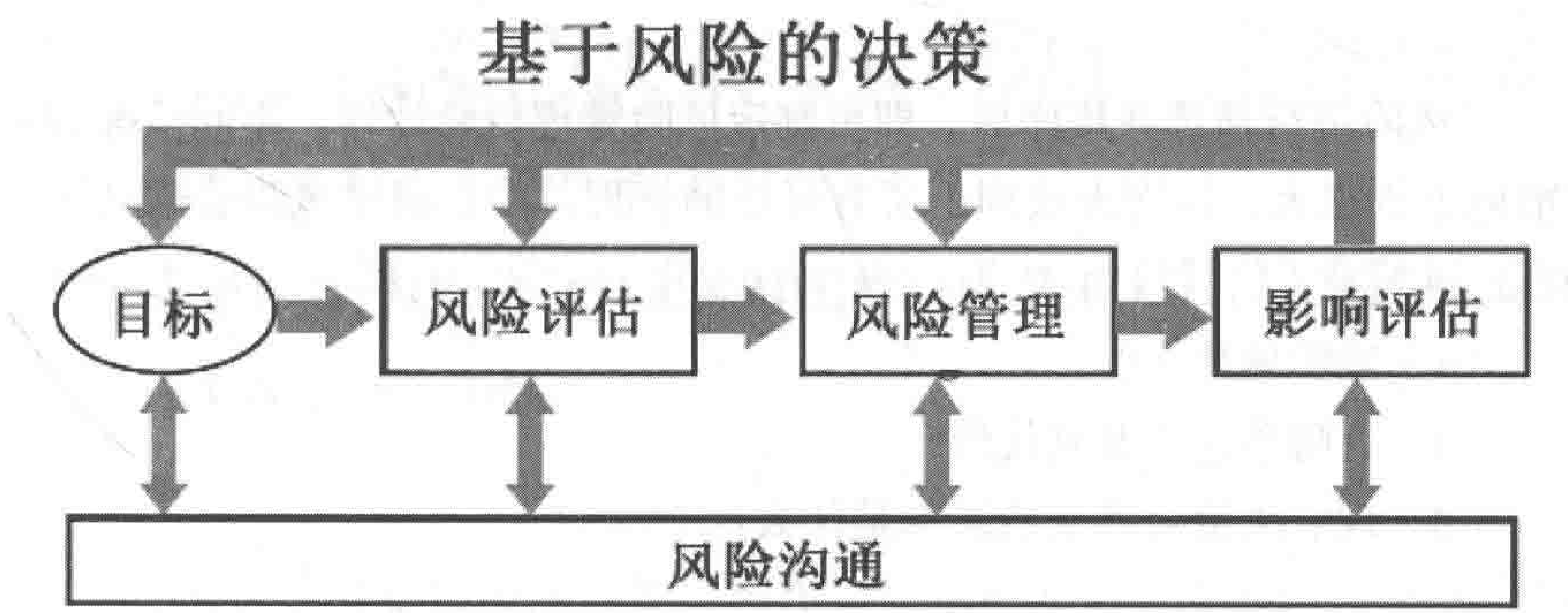


图 39.2　基于风险的决策过程

决策过程的第一步是为群体确定和描述一组目标。这个步骤与其他每个步骤一样，应该由群体共同参与并得到群体一致认可。虽然这里没有列出，但其中的关键步骤是相关方参与确定和解决问题。群体参与度增加可以带来许多好处，例如目标的认可度更高（因而动力也更大）和理解程度更深（有效支持目标相关活动的能力也更强）。目标选择也是非常重要的步骤，可以参考其他指南和指导性文件，本章将不涵盖这方面内容。假定群体目标已经决定和确认，即全力协助船舶安全部支持和达成商业计划目标。然后需实施过程中的其他步骤，为达成目标进行评估和计划以及确定能够持续改进目标的反馈环。为了帮助了解整个过程，后续章节将分别介绍这些步骤，为利用基于风险的决策过程提供信息和指南。

39.2.1 风险评估
Risk Assessment

风险评估需识别系统中的潜在危险，并根据先前确定的风险特征对危险（和 / 或其组成部分）进行排序。因而必须为以下问题提供答案：

（1）什么地方会出现问题?

（2）出现问题的可能性有多大?

（3）后果是什么?

39.2.2 风险管理
Risk Management

对风险进行筛选并排序后，即可制定风险管理行动计划。不同情况的风险应对措施差别很大，因而无法列出所有可能的管理行动。通常风险管理必须为以下问题提供答案：

（1）能够做什么?

（2）有哪些选择及其代价?

（3）现有决策对将来的影响是什么?

39.2.3 影响评估
Impact Assessmen

必须对所采用的应对措施的影响进行评估，以便为下一步风险评估及目标设定和选择提供信息。在收集和分析了过程中的所有数据后，应使用主观和客观方法对风险管理活动导致的风险变化情况予以确定和排序。对于客观数据和信息源，例如政府和行业数据库，需进行研究以获取相关精确数据。

39.2.4 风险沟通
Risk Communication

如图 39.2 所示，有效的风险沟通是一个双向过程，在整个基于风险的决策过

程中都必须进行风险沟通。在对相关方提供的主观和客观信息予以整合及评估的过程中，开始需要进行风险沟通。风险沟通不仅可以为分析提供更为完整的信息，而且能提高认识，在一个较长过程中使相关方认可评估结果及相应的管理活动。风险筛选和排序工作完成后，必须与相关方进行沟通。出于告知和行动/决策目的，紧急事项应提交至管理高层。相关方审核并讨论评估结果后可继续进行沟通，为确定合适的管理行动提供信息。最后，需向相关方和管理高层提供结果报告。管理高层将审核这些报告，获取风险评估和管理活动所需的信息。

本章只是对基于风险的决策进行概述，更多信息可参考该领域的文献。本章内容无法替代或重复已有的大量参考信息，而是介绍决策方法及其所包含的主要原则以及使用的主要原则。

39.3 基于风险的决策（RBDM）过程的实际应用详细案例

A Step-by-Step Example of the RBDM Process in the Field

图 39.3 概述了基于风险的决策过程在该应用中的关键步骤，表 39.3 介绍了决策过程中船舶安全部所采取的步骤。

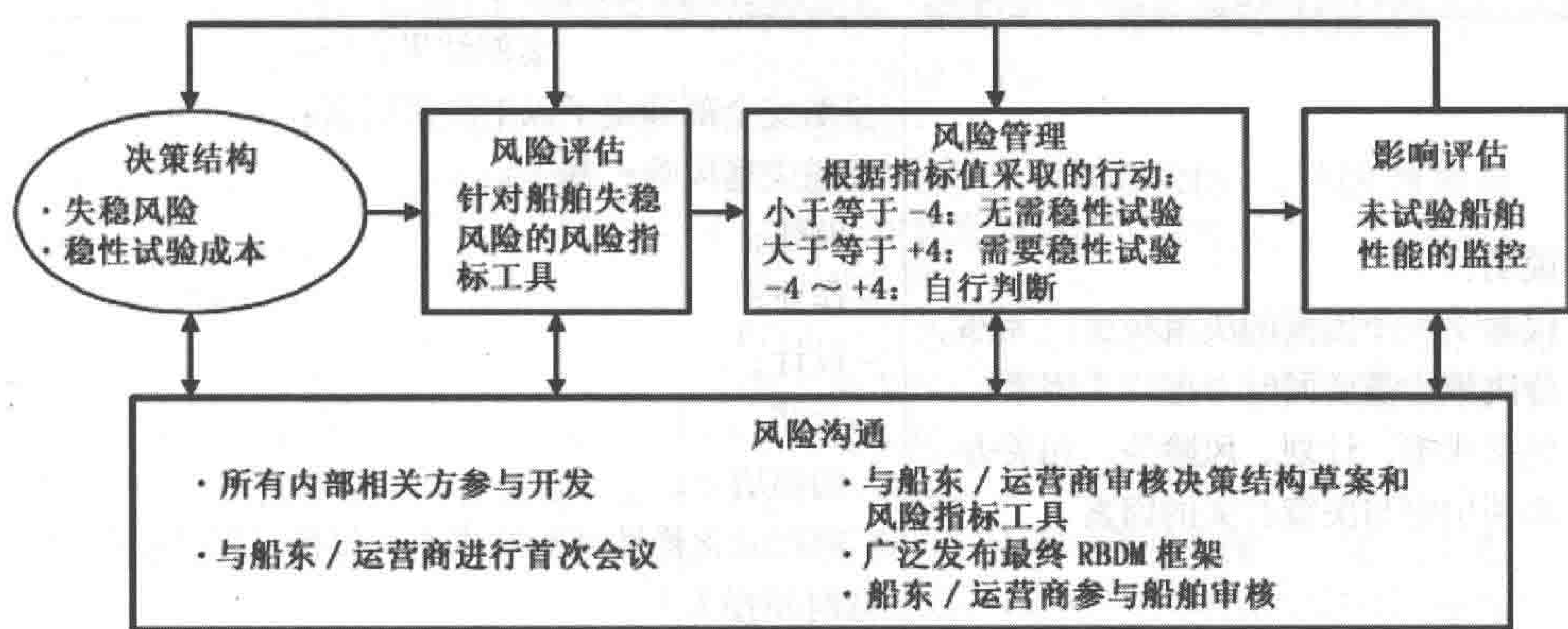


图 39.3 决策过程中船舶安全部所采取的步骤

表 39.3 步骤

步骤 1：构建决策结构	
步骤 1a：定义决策	
说明： 明确说明必须进行什么决策。决策的主要类型包括：（1）接受或拒绝提议设施或作业；（2）确定检查人员和检查目标；（3）确定改进设施或作业的最佳方法	案例结果： 如果稳性存在问题，船舶检查主管（OCMI）可以要求对新造或已有船舶进行稳性评估。船舶安全部定义的决策如下："因为发现未知稳性缺陷的潜在好处要大于船东进行评估的成本，所以应该批准船舶进行稳性评估"
步骤 1b：确定参与决策的人员	
说明： 确定并请求重要相关方参与，相关方（1）应参与决策；或（2）受决策过程采取的行动的影响	案例结果： 船舶安全部确定船舶检查主管、检查部、美国海岸警卫队（USCG）海事安全中心为需要参与决策的重要相关方，同时还需承担船舶稳性海洋工程顾问的角色。 RBDM 小组了解可能会受到影响的船东 / 运营商也是相关方，需通过额外努力使其参与
步骤 1c：确定决策者的可能选择	
说明： 对决策者的可能选择进行说明，这有助于将重点放在可能会影响选择可靠方法的事项上	案例结果： 船舶安全部确定决策者有以下选择： · 要求所有船舶进行简化稳性试验； · 要求仅对规范指明的船舶进行简化稳性试验； · 要求仅对"高风险"船舶或规范特别指明的船舶进行简化稳性试验
步骤 1d：确定影响决策的因素（包括风险因素）	
说明： 仅基于一个因素的决策极少，大部分决策均需要同时考虑许多因素，包括成本、计划、风险等。相关方必须确定与决策有关的因素	案例结果： 船舶安全部确定了以下决策因素： 船舶失稳风险，基于： – 航线； – 作业； – 设计； – 改装； – 船舶历史； – 进行简化稳性试验的成本（包括实际试验和运营时间损失）。 船舶安全部认识到在一些特殊情况下需进行指定决策：

（续表）

	（1）动力双体船无需进行稳性试验 （2）有同型船（已确定其稳性）的船舶无需进行稳性试验 （3）暴露航线上的船舶必须进行稳性试验 （4）如果船舶的总重量变化 >2%，则必须进行稳性试验
步骤 1e：收集相关方影响因素信息	
说明： 进行特定分析（例如风险评估和成本研究），以便对决策因素进行度量	案例结果： 船舶安全部了解简化稳性试验的大致成本及相关船舶的运营时间损失，决定不再进一步评估该因素。对于船舶安全部管理范围内的新造船舶和已有船舶，工作重点是度量稳性的相对风险，因而决定采用风险评估过程（如步骤 2 所述）对相关风险进行度量
步骤 2：进行风险评估	
步骤 2a：确定与风险相关的问题及所需答案	
说明： 确定什么问题的答案可以为决策者提供所需的风险信息	案例结果： 船舶安全部确定与风险相关的基本问题如下：“船舶和运营特征的什么组合会产生明显的船舶稳性风险，需要进行简化稳性试验？”
步骤 2b：确定回答问题所需的与风险相关的信息	
说明： 对回答上一步骤每个问题所需的信息进行说明。对于每个问题项，需说明以下内容： （1）所需的信息类型 （2）所需的精度 （3）所需的确定性 （4）可用的分析源（工作时间、成本等）	案例结果： 所需的信息类型： 对于特定船舶和运营条件，需要通过风险指数来度量其未知稳性风险。 所需的精度： 指数无需高精度（例如整数值），但所考虑的风险系数必须非常明确地予以定义。 所需的确定性： RBDM 小组必须非常确定高指数反映高风险，低指数反映低风险，并意识到一些中间值反映了风险不明的灰色区域。 可用的分析源： 将风险评分过程应用于特定船舶必须非常高效（例如应用仅需几分钟），并且无需风险分析专家。但船舶安全部愿意用几天时间开发风险分析工作辅助工具

（续表）

<table>
<tr><th colspan="2">步骤 2c：选择风险分析工具</th></tr>
<tr><td>说明：
选择能最有效获取所需风险相关信息的风险分析工具</td><td>案例结果：
根据决策情况和所需信息类型，船舶安全部决定开发一种简单的相对排序 / 风险指标工具。此外还采用事件树分析确保将正确的风险因素纳入指标工具中，并确定对于特定风险指标值需采取以下行动：
（1）小于等于 –4：无需稳性试验
（2）大于等于 +4：需要稳性试验
（3）–4 ~ +4：自行判断</td></tr>
<tr><th colspan="2">步骤 2d：确定分析工具的范围</th></tr>
<tr><td>说明：
为分析设定合适的物理或分析边界</td><td>案例结果：
船舶安全部仅关注规范没有明确要求进行稳性试验的船舶，分析也只考虑肯定会纳入指标工具的风险因素（即不进行其他自由讨论）。
此外，船舶安全部不准备将工具应用于动力双体船、有同型船的船舶或暴露航道上的船舶，因为这些船舶的决策不受风险指数值的影响（如前所述）</td></tr>
<tr><th colspan="2">步骤 2e：采用分析工具获取基于风险的信息</th></tr>
<tr><td>说明：
应用所选择的风险分析工具，这可能需要采用多种分析工具并涉及一些迭代分析（即开始时进行详细程度较低的普通分析，然后逐步进展为更明确详细程度较高的分析）</td><td>案例结果：
首先，船舶安全部将风险指标工具应用于大量试验船，确保工具调试良好，并将得到的风险排序与工具自身基于经验的主观排序进行比较。根据这些试验，船舶安全部对指标工具进行了一些修正。在对船舶真正实施基于风险的决策前进行实际检验有助于提高工具的有效性。
然后，船舶安全部开始将风险指标工具应用于需要进行稳性试验的特定船舶，并利用结果对每艘船进行风险管理决策。船东 / 运营商（或其代理）与船舶安全部的员工一起直接参与这个过程</td></tr>
</table>

（续表）

步骤 3：将结果应用于风险管理决策	
步骤 3a：对可能的风险管理方案进行评估	
说明： 确定如何最有效地管理风险，这个决策包括①接受 / 拒绝风险；②寻找降低风险的特殊方法	案例结果： 对于每艘船舶，船舶安全部寻找能够简化船舶布置或运营变化的方法，使船舶无需进行稳性试验，尤其当初步分析表明需要进行试验（或无法进行明确决策）时。 全面考虑改进方案后，即可采用最终的风险指标值对稳性试验进行决策
步骤 3b：在决策中使用基于风险的信息	
说明： 在整体决策框架内采用与风险相关的信息进行有根据的合理决策。该最终决策步骤常常涉及与许多相关方进行重要沟通	案例结果： 对于风险指标值较为极端（大于 +4 或小于 −4）的船舶，需进行前面介绍过的决策。对于中间值，相关方需要就稳性试验的成本以及运营中断对船东 / 运营商的影响进行讨论。船舶检查主管最终决定是否需要进行稳性试验
步骤 4：通过影响评估监控有效性	
说明： 对管理风险所采取的行动的有效性进行追踪，目的是核实组织通过风险管理决策得到了预期结果。如果没有得到预期结果，则必须考虑新的决策过程	案例结果： 船舶安全部对采用基于风险的决策过程进行决策的长期结果进行监控，如果①出现指标工具未能预测到的稳性问题；或②出现无需使用工具的其他情况，则船舶安全部需再次使用基于风险的决策过程并进行适当改进
所有步骤：推动风险沟通	
说明： 鼓励所有相关方进行双向开放沟通，这样能够： （1）为关键问题提供参考指南 （2）提供评估所需的相关信息 （3）为最终决策提供补充信息	案例结果： 美国海岸警卫队作为重要相关方直接参与基于风险的决策过程，船东 / 运营商通过以下途径参与基于风险的决策过程的各阶段： （1）召开首次会议，汇集想法、讨论问题并获取其他信息 （2）召开审核会议，提交美国海岸警卫队的基于风险的决策框架草案、指标工具并获取意见 （3）在实际使用前广泛发布最终的基于风险的决策框架和指标工具 （4）船东 / 运营商参与各船舶的审核

39.4 参考文献 References

[1] Lt. Duane Boniface, U.S. Coast Guard. Risk-Based Decision Making Guidelines.

[2] Bert Macesker, Joseph J. Myers, Vernon H. Guthrie, David A. Walker. Quick-reference Guide to Risk-based Decision Making (RBDM):A Step-by-step Example of the RBDM Process in the Field.

第 40 章　风险评估应用于离岸结构

Risk Assessment Applied to Offshore Structures

40.1 简介
Introduction

20 世纪 70 年代后期，在核电业所用方法和数据的基础上，离岸风险评估开始得以应用。在 1981 年发生 Alexander L. Kielland 事故并导致平台完全损失和 123 人死亡后，挪威石油管理局发布了指导方针，要求所有新的离岸设备在概念设计阶段均需进行定量风险评估（NPD, 1992）。另外一个重要阶段是 1988 年发生 Piper Alpha 事故并导致平台完全损失和 165 人死亡后，英国在 1992 年制定了安全案例法（UK HSE, 1992, 1995）。

离岸风险的类型有：

●结构和海洋事件；

●碰撞；

●火灾；

●坠落物体；

●井喷；

●立管 / 管道泄漏、工艺泄漏；

●运输事故。

本书第 4 篇论述了结构失效所导致的风险，CCPS（1995）和 CMPT（1999）介绍了与井喷、立管 / 管道油气泄漏、工艺泄漏以及运输事故等相关的风险。风险评估的基本方法可参考专业书籍（例如 Vinnem 1999），涉及：

●危险建模和原因分析；

●故障树分析和事件树分析；

●失效模式和影响分析。

以下章节将介绍与碰撞、爆炸、火灾和坠落物体相关的风险，包括：

●综述；

●频率分析；

●载荷和后果分析；

●降低风险。

40.2　碰撞风险
Collision Risk

船舶 / 平台碰撞是离岸勘测和生产活动的主要风险之一，大部分碰撞均发生在海上供应船和平台之间。多数情况下，此类碰撞只能对平台造成较小损伤。

40.2.1　碰撞船舶的类型
Colliding Vessel Categories

评估碰撞风险的第一步是确定可能与离岸平台发生碰撞的船舶的类型。油田供应船产生的碰撞危险具有频率高但后果小的特点。过往船舶可能在失去动力并漂移时与平台碰撞。在北海，因为商船通常较大，所以其造成的危险最大，与平台碰撞时具有极大的冲击能量，并且一些地区的商业航运也非常繁忙。表 40.1 在 Vinnem（1999）的基础上概括了碰撞船舶的类型。

以下章节仅对外来过往船舶的碰撞进行评估。

表 40.1　碰撞船舶的类型

<table>
<tr><th colspan="2">外来船舶</th><th colspan="2">与油田相关的船舶</th></tr>
<tr><td>商业</td><td>商船</td><td rowspan="3">近海船舶
（来往于本油田）</td><td rowspan="3">守备船
供应船
作业船
近海油船</td></tr>
<tr><td>海军</td><td>水面舰艇
潜水艇</td></tr>
<tr><td>捕鱼</td><td>拖网渔船</td></tr>
<tr><td>近海船舶
（来往于其他油田）</td><td>守备船
供应船
近海油船
拖船</td><td>浮式结构</td><td>储油船
浮式住宿船 / 驳船
钻井平台
起重船 / 潜水船</td></tr>
</table>

40.2.2 碰撞频率 Collision Frequency

根据 Haugen（1991）提出的碰撞风险模型，过往船只的碰撞可以分为两类：

- 动力碰撞：船舶直接撞向平台，可能是领航员失误所致；
- 漂移碰撞：船舶失去控制，并在环境因素的影响下漂向平台。

因而总碰撞频率可表达为

$$P_{CP}=P_{CPP}+P_{CPD} \tag{40.1}$$

式中：

P_{CP} 为过往船舶的碰撞频率；

P_{CPP} 为过往船舶的动力碰撞频率；

P_{CPD} 为过往船舶的漂移碰撞频率。

动力碰撞频率和漂移碰撞频率一般取决于船舶航线与平台的相对位置，可以通过评估船舶航线数据库或对该地区进行局部勘查来获取此类信息。

1. 船舶的动力碰撞

当满足以下三个条件时，船舶与平台就可能发生动力碰撞：

- 船舶处在与平台碰撞的航线上；
- 在船舶碰撞平台前，领航员没有提前发现危险情况；
- 船舶和平台均无法使危险情况恢复正常。

船舶动力碰撞频率的基本数学表达式为

$$P_{CPP}=N\ P_{CC}\ P_{FSIR}\ P_{FPIR} \tag{40.2}$$

式中：

N 为每年过往船舶的数量；

P_{CC} 为过往船舶在碰撞航线上的概率；

P_{FSIR} 为船舶无法避碰的概率；

P_{FPIR} 为平台无法避碰的概率。

船舶在碰撞航线上的概率 P_{CC} 是一个几何因子，取决于运输流的组成和位置。对于没有提前准备避开某个位置的船舶，可以假定其航向以航线为中心呈正态分布。根据航线的详细情况可以得到船舶处于碰撞路线上的概率，碰撞直径由平台确定。对于采取谨慎措施来避开平台或修正位置的船舶，需要重新建模以修改航向分布。通常可观察到偏态分布而非正态分布。

船舶避碰可分为两种情况：前期避碰和后期避碰。前期避碰是通过声音指令控制的正常操作，船舶在前期避碰区离开碰撞路线。当前期避碰失败时可进行后期避碰，这需要了解紧急情况并迅速做出避碰反应。船舶无法避碰的概率可采用故障树来计算，涉及许多因素，例如值班失败模式、能见度、船舶型号和尺寸类型、交通规划小组以及船旗等。

平台避碰指通过平台和守备船及时警告船舶以避免碰撞。平台无法避碰的概率主要取决于船舶无法避碰的原因，可利用事件树根据是否及时采取以下措施予以估计：

- 识别可能存在威胁的船舶；
- 通过无线电 / 甚高频通知船舶；
- 守备船到达来船近旁位置；
- 船舶采取正确的避让措施。

2. 船舶的漂移碰撞

当满足以下条件时，船舶与平台可能发生漂移碰撞：

- 船舶失去推进力；
- 船舶漂向平台；
- 外部帮助或自身措施失效导致船舶无法避碰。

根据推进故障、船舶尺寸、类型和船旗等信息可以估算出船舶发生漂移的可能性，通过航线图能够确定船舶的可能漂移位置，然后可采用所在区域的海洋气象数据来确定船舶漂向平台的概率。

外部帮助（例如将漂浮船舶拖离）的失效概率取决于船舶的相对尺寸及拖船位置等因素。舰船依靠自身措施避碰取决于漂浮船舶恢复动力（例如重新启动发动机）或通过操舵避碰的可能性。

上述内容基于船舶和固定平台之间的碰撞研究（Haugen, 1991 和 Vinnem, 1999），对于诸如浮式生产储卸装置这样的新型浮式结构，需额外考虑一些因素，例如卸油作业时发生碰撞。

Chen 和 Moan （2002）提出，浮式生产储卸装置与油船在卸油作业时的碰撞概率为：油船无法控制向前移动（在初始阶段）的概率与船舶和浮式生产储卸装置无法避碰（在避碰阶段油船无法控制向前移动的情况下）的概率之积。在初始阶段，油船无法控制向前移动的概率可估算为向前动力移动的概率与向前漂移的概率之和。向前漂移是概率较低且后果较小的事件。油船向前动力移动的概率模型涉及复杂的人机相互作用和人为因素及其相互作用。

40.2.3 碰撞后果 Collision Consequence

很多因素均会影响碰撞后果：

●碰撞船舶的质量和速度；

●碰撞几何；

●平台结构设计所用的标准；

●平台的拓扑结构；

●平台的保护和加固措施。

上述因素中最重要的是船舶质量和速度，可决定碰撞的能量水平。此外，碰撞几何会影响船舶和平台之间的能量分布，因而也是一个重要因素。导管架结构碰撞几何的特点如下：

●碰撞立柱或支撑装置：船舶碰撞立柱或支撑装置会使平台吸收大量能量，因而可导致较大的塑性变形；

●船艏擦碰：如果是船艏擦碰，则碰撞后将会有大量动能保留在船上，这可能是船舶在最后时刻进行避让所致；

●船舶转动：动能可转换为船舶转动，因而平台仅吸收有限能量；

●船舶的接触点：船舶的接触点非常重要，如果船舶碰撞到“硬点”（例如由肋骨加强的弯曲部分，如球形船艏和船艉），就可能产生较高的穿透载荷。

可采用非线性有限元分析来预测平台的碰撞响应和后果（Bai 和 Pedersen, 1993）。

40.2.4 降低碰撞风险 Collision Risk Reduction

当考虑降低碰撞风险的措施时，需对船舶类型进行分析，船舶类型是平台的最大风险因素。对于过往船舶碰撞，风险降低措施有：

●加强平台所在区域的信息交流，该措施能提高定位平台的可能性，因而船舶可预先计划其航线以避免碰撞；

●如果来船处于碰撞航线上，则需尽早予以警告。通过甚高频 / 无线电通知船舶以及用守备船拦截来船也是有效的风险降低措施；

降低碰撞后果的措施包括在平台上使用橡胶护舷装置和保护网，这些都是常用的设计方法。

40.3　爆炸风险 Explosion Risk

气体爆炸是一个因预混燃料和气体燃烧而导致压力迅速增加的过程，可发生在工艺设备或管道、建筑或舱室、开阔的工艺区或未封闭区域里。上部结构的防火防爆设计需考虑一些特殊因素，例如（Burgan 和 Hamdan, 2002）：

●爆炸特点，例如过压和气体速度；

●结构响应，包括将高应变率材料特性设计数据用于防爆设计；

●结构的性能要求，例如强度、变形极限和卸载；

●将高温材料特性设计数据用于消防工程；

●火灾和爆炸设计的分析方法；

●基于规范和先进技术的设计方法，例如基于风险的方法；

●爆炸载荷可根据其最大过压来分类，例如：如果过压小于 0.2 bar，通常认为是“可忽略”爆炸；如果过压大于 2 bar，则认为是严重爆炸。

在 Piper Alpha 事故中，泄漏气体燃烧产生爆炸并引发无法控制的大火，最终导致平台完全损失。过去几年里，人们为了研究爆炸建模而进行了大量试验。试验结果表明以前严重低估了爆炸载荷，并且很多情况下无法针对此类载荷进行预先设计，因而爆炸风险可能比以前认为的要更加严重。

40.3.1　爆炸频率 Explosion Frequency

如果气体泄漏形成的气体云在可燃浓度范围之外或缺少火源，则不会发生爆炸，随后气体云将会稀释并消散。因而引起爆炸的因素有 3 个，即气体泄漏源、通风 / 扩散和火源。总爆炸频率可表示为

$$P_{EP}=P_{Leak}\cdot P_{GC}\cdot P_{ignition} \tag{40.3}$$

式中：

P_{EP} 为爆炸频率；

P_{Leak} 为气体泄漏概率；

P_{GC} 为气体浓度概率；

$P_{ignition}$ 为着火概率。

气体泄漏源对气体扩散非常重要，通常需考虑以下方面：

●泄漏源在立体空间中的位置；

●气体的成分和特点，即温度和比重；

●泄漏速率；

●泄漏源气体的流动方向；

●气体不受限制喷出或气体扩散泄漏。

通风条件也对气体泄漏扩散并形成气体云有着较大影响。大多数平台均有自然通风系统，这意味着气体泄漏扩散主要取决于风速和风向。

根据火源类型，着火点的实际位置差别很大。火源通常为以下三种类型之一：

●转动设备：为主要设备单元，呈离散分布，与各设备单元的位置相关；

●电气设备：可能的火源很多，可描述为连续分布；

●高温作业：通常在大多数位置均可能存在，例如焊接，可描述为区域内连续分布。

可采用事件树分析来估算爆炸事件的频率，例如对于中等程度的气体泄漏，需考虑许多条件以确定爆炸事件的可能性，然后计算事件树中的事件频率即可确定所有爆炸事件的频率。这种简单事件树假定所有气体泄漏着火均导致爆炸，更详细的事件树需明确区分着火会导致爆炸或仅导致火灾。

40.3.2 爆炸载荷评估 Explosion Load Assessment

自 1990 年以来，气体爆炸及其载荷特征得到了大量研究，包括：

●对代表性离岸设施进行实验研究；

●计算机仿真模型；

●爆炸模型评估标准，基于现象或计算流体力学。

为了得到爆炸载荷，需确定每个结构单元的超越函数。根据变量的不确定性和概率分布分析，可将超越函数定义为“超过规定过压载荷的年频率，为过压水

平的函数”，变量包括：

●泄漏源的位置和方向；

●泄漏速度；

●风速和风向；

●火源和强度。

泄漏的位置和方向分布通常基于几何特性予以考虑。流速分布可通过漏洞尺寸分布得到，而漏洞尺寸分布通常可由泄漏统计得出。风的数据可根据环境标准获得。利用这些变量可生成用于扩散仿真的输入信息，例如通过计算流体力学（CFD）进行仿真。无关的扩散情况将在以后排除，随后可进行爆炸仿真（例如通过计算流体力学）以确定爆炸载荷，当针对所有情况均进行了爆炸载荷仿真后，即可将仿真的爆炸载荷与事件频率结合起来并生成爆炸载荷分布。

40.3.3　爆炸后果
Explosion Consequence

结构的爆炸载荷计算和响应估算涉及以下计算：

●油气泄漏；

●作为时间函数的爆炸过压载荷；

●结构对时变过压载荷的响应；

●次要爆炸影响，例如导弹、飞行物等。

爆炸后果也取决于气体云所在的空间和环境，因而可将爆炸分为以下三种类型（Vinnem, 1999）：

●约束爆炸（内部爆炸）：发生在舱室、工艺设备、管道和封闭房间内。对于这种爆炸，燃烧过程较快不会导致压力过高；

●部分约束爆炸：发生在半开放建筑内，典型情况是压缩机房和舱室。爆炸压力只能通过通风口或周围约束失效处释放；

●非约束爆炸：发生在开放区域，例如装置区。完全无约束、无阻塞的气体云由较弱火源点燃所产生的过压较低。在装置区，有些局部区域是部分约束和阻塞的，这些区域会产生较高的爆炸压力。如果无约束气体云被引爆，其爆炸压力可高达 20bar，且与约束和阻塞无关。

根据爆炸载荷的大小，结构的损伤类型包括：

●直接灾难性失效；

- 后续火灾导致较大损伤；
- 结构损伤较小或无损伤，但导致安全系统严重失效，因而无法控制火灾；
- 被动消防装置损伤，使构件的生存性降低；
- 工艺设备损伤，导致事故迅速升级。

根据碰撞分析类似的方法，结构损伤可采用简化分析（例如单自由度力学模型）进行预测，并利用非线性有限元分析予以仿真。爆炸后果也取决于过压加载的持续时间，这与承受爆炸载荷的结构的自然周期相关，包括：

- 持续时间小于结构自然周期的冲击载荷；
- 持续时间接近结构自然周期的动态载荷；
- 缓慢施加的准静态载荷。

爆炸后果分析时需对过压时程进行合理建模，这会对结果产生较大影响。

接受准则（性能要求）包括结构失效的强度标准和关键操作设备的变形标准。

40.3.4 降低爆炸风险 Explosion Risk Reduction

降低爆炸风险首先需降低其发生频率，这可以通过以下三种措施实现（Vinnem, 1999）：

1. 防止气体泄漏

防止气体泄漏的最有效方法是减少潜在泄漏源的数量，例如法兰的数量。对于新平台这很容易实现，但对于已有平台通常就比较困难。也可以通过以下方法来减少气体泄漏源的数量：

- 提高工艺区的维护质量；
- 选择高材质垫圈；
- 监控较小泄漏以发现危险趋势。

2. 防止形成可燃浓度

降低爆炸风险的下一个步骤是防止形成可燃气氛，例如进行大量自然通风。设计阶段一般会提供较好的自然通风。作业过程中可能会有意减少通风，例如临时设备安装或放置在开口处，或者为了改善工作环境。因而需在增加自然通风与工作条件恶化之间进行困难的权衡。机械通风系统对少量气体泄漏很有效，但对于大量气体泄漏，机械通风通常是不够的。

3. 防止点燃

下一步是防止爆炸性气氛被点燃，可采用的方法包括：首先是减小高温作业的范围，该方法已经在许多设备上得到成功应用，证明大量作业均可通过非高温方法完成。第二种方法是加强对防爆设备的维护，还需关注“连续源”，即一直存在的潜在火源，例如点燃的火炬。

以下措施可有效降低爆炸后果。

（1）防止高湍流。湍流由流体和障碍物（例如缆架和管架等）之间的相互作用所致。因为较大涡流能使火焰前缘发生褶皱，且湍流可向反应前缘输送热量和物质，所以湍流会显著增加燃烧速度。许多基本设计原则均有助于防止高湍流，例如最优化设备布置、避免使用多件设备以及最优化与可能火源相关的管架位置。

（2）防止阻塞。小尺寸物体对舱室阻塞的影响最大，可形成较大过压。解决措施有：①移除临时设备、容器、小障碍物和风暴盖；②布置舰船，尽量减小对最可能火焰前缘路径的阻塞。

（3）人员活动远离潜在爆炸位置。控制室、运输和住宿设施的位置需远离潜在爆炸舱室。

（4）安装防火防爆屏障。在舱室和各区域间安装防火防爆屏障可限制爆炸后果升级，但屏障本身可能会导致通风问题，并形成更多阻塞。建造 / 修理这些屏障也涉及大量高温作业，因而该措施在早期设计阶段更为有效。

（5）对气体泄漏进行主动喷淋。对泄漏进行喷淋可以防止爆炸或火灾，喷淋对于防止火焰失控特别有效，还可以减小过压峰值。

就喷淋方法而言，最重要的是必须在着火前使用，例如当检测到气体泄漏时。着火模型表明泄漏和着火的间隔时间通常为 2~3 分钟，因而喷淋方法在泄漏后半分钟内实施才有效。

（6）提高设备和结构的抗爆力。最后一种减小爆炸后果的方法是提高设备和结构的抗爆力，但针对最严重爆炸而设计的结构并不具有成本效益，这种方法的成本太高。

40.4 火灾风险 Fire Risk

离岸风险评估通常考虑两种火灾风险：上部火灾和海上火灾。以下章节主要涉及上部火灾。此外，烟气影响分析及结构在火灾中的响应通常会整合在火灾风险评估中。

“火灾”和“爆炸”之间的区别是较为主观的，一次小型爆炸导致 Piper Alpha 固定式平台完全损失，但主要损害是由火灾造成的。

40.4.1 火灾频率 Fire Frequency

火灾频率分析与爆炸频率分析非常相似，火灾的总体频率可表达为

$$P_{FP}=P_{Leak}\cdot P_{GC}\ P_{Ignition} \tag{40.4}$$

式中：

P_{FP} 为火灾频率；

P_{Leak} 为气体泄漏概率；

P_{GC} 为气体浓度概率；

$P_{Ignition}$ 为着火概率。

可燃气体的浓度范围决定了着火后发生爆炸还是火灾。火灾主要由以下原因导致：井喷、立管失效、管道失效、工艺设备故障以及坠落物体。无法控制的油气流（井喷或立管失效）是结构出现火灾风险的主要原因。此外，坠落物体只有在损坏油气容器时才会引发火灾。在某些情况下，结构失效和碰撞冲击也能导致火灾，其最终后果主要取决于后果升级的程度。

40.4.2 火灾载荷和后果评估 Fire Load and Consequence Assessment

火灾后果分析的一些重要方面概述如下。

1. 火灾类型和特点

尽管火灾是燃烧反应引起的，但其过程主要取决于一些与燃烧并不直接相关的因素。因而火灾通常可分为以下类型：

- 封闭区域内的通风控制火灾（封闭或部分封闭）；
- 封闭区域内的燃料控制火灾；
- 敞开区域或舱室内的池火灾；
- 喷射火灾；
- 流动液体火灾；
- 火球；
- 气体火灾（预混扩散）。

电气设备、居住舱室或海上会发生其他类型的火灾，本文将不包含此类“非油气”火灾。

Burgan 和 Hamdan （2002）对研究火灾和爆炸载荷特征、结构响应分析和性能要求的文献进行了分析和整理。火灾载荷可转化为作用于构件的热载荷（时间 – 温度曲线），一些适用于设计的时间 – 温度曲线可以从文献中得到。特定构件的时间 – 温度关系会受到所施加的热载荷、构件形状（针对传热）和被动防火材料的影响。

表 40.2 概括了需要予以确定的火灾类型主要特征。

表 40. 2　火灾载荷的特征

喷射火灾	扩散气体火灾	池火灾	海上火灾
孔洞尺寸 泄漏速度 方向 泄漏持续时间 空气供应情况	泄漏速度 泄漏持续时间 空气供应情况	池的大小 风向 火灾与泄漏的持续时间 空气供应情况	扩散 风向 风速 油池分散

2. 火灾响应分析步骤

结构的火灾响应评估包括以下计算：

- 油气泄漏（燃烧、辐射和对流）；
- 火灾载荷；
- 结构的时间 – 温度分布；

●结构对温度分布的响应。

这些计算均可以采用简化方法或非线性有限元仿真来完成。简化计算可通过手算和计算机电子表格进行，其缺点是无法对火灾期间结构内部作用力的重新分配予以说明，但简化计算通常更为保守并且可以根据实验结果进行修正。

3. 烟气影响分析

烟气不会影响构件，但烟气是火灾对人员的主要威胁之一，特别是油类火灾。烟气影响包括：

●能见度降低；

●高温烟气造成人员伤痛；

●烟气中的有毒或刺激成分造成人员失能或死亡。

有关烟气产生、流动以及对人员和设施的影响等方面的知识可以从文献、实验室试验和真实火灾经验（例如 Piper Alpha 平台火灾）中获取。可采用适当的计算流体力学规范来分析火灾烟气影响，并将结果与上述三方面的阈值进行比较。

4. 结构对火灾的响应

根据火灾试验和火灾工程规范方法的结果，可以得到结构对火灾响应的简化方法。复杂的电脑模型需基于有限元方法，可根据特定的温度暴露曲线和材料的热性能（也取决于温度）计算出构件的温度增量。

火灾的后果包括：

● “较小损伤”和“明显损伤”，不会对主要结构和次要结构（支撑结构、主甲板结构和舱室结构）造成较大损伤，但会对三级结构及其设备会造成损伤；

●更大后果，即“严重损伤”和“全部损失”，会对主要结构和次要结构造成较大损伤。

为了保护主要结构及关键安全结构和系统需采用性能标准，可定义为强度极限（用于结构失效）和变形极限（确保不会影响关键安全结构的支撑和防火 / 防爆墙的性能）。

40.4.3 降低火灾风险 Fire Risk Reduction

可从以下 4 个方面考虑降低火灾风险的措施，详细信息可参见 Vinnem（1999）：

1. 防止泄漏
- 采用焊接连接；
- 采用可降低泄漏概率的法兰类型。

2. 泄漏检测
- 气体检测；
- 火灾检测；
- 紧急关闭系统；
- 排放系统。

3. 防止着火
- 高温作业程序；
- 防爆设备；
- 电气设备维护。

4. 防止后果升级
- 设备布局；
- 区域隔离；
- 主动消防系统，例如喷淋水系统、CO_2 系统等；
- 被动消防系统，例如 H-60、H-30 隔离等。

40.4.4 火灾和爆炸设计指南 Guidance on Fire and Explosion Design

新版 NORSOK 指南文件（Pappas, 2001）和 Corrocean 出版的工程手册（Czujko, 2001）提出了概率方法。Walker 等（2002）根据 API RP 2A（第 21 版）所述的风险矩阵法编撰了指导文件，将 API 风险分类法应用于火灾和爆炸工程，根据所提出的方法可推导出用于静态或动态分析的爆炸过压，以评估结构抵抗延性水平爆炸的能力。与地震评估类似，建议爆炸评估采用两种爆炸加载水平。

对于“延性水平”爆炸，以下是性能标准的一个例子：发生爆炸事件后，必须至少有一条逃生通道可供幸存者使用。有人平台需提供一个临时的安全集合避难场所，以保护不在爆炸附近的人员。

对于“设计水平”爆炸，要求主要结构保持弹性且重要安全系统保持功能。爆炸过压可表达为设备的积累过压分布，能表明不超过规定过压的概率，因而爆

炸过压可表达为重现期（年）的函数。

40.5 坠落物体 Dropped Objects

坠落物体危险主要由吊运物坠落所致，各种起重机臂或整个起重机倒塌的情况也都发生过。北海起重机事故的风险数据显示因整个起重机翻入水中而导致了好几起死亡事故。坠落物体可造成设备破损，在钻井勘探期间，防喷器（BOP）坠落会导致海底井口损坏。

40.5.1 坠落物体撞击频率 Frequency of Dropped Object Impact

坠落物体撞击频率可定义为（Vinnem, 1999）

$$P_{\mathrm{DOI}} = \sum_i N_i\, P_{\mathrm{D}i} \cdot \sum_j P_{\mathrm{H}ij} P_{\mathrm{F}ij} \tag{40.5}$$

式中：

P_{DOI} 为坠落物体撞击的发生频率；

N_i 为载荷类型 i 的年吊运数；

$P_{\mathrm{D}i}$ 为载荷类型 i 从起重机上坠落的概率；

$P_{\mathrm{H}ij}$ 为如果载荷坠落，设备 j 被类型 i 的坠落载荷击中的概率；

$P_{\mathrm{F}ij}$ 为类型 i 的载荷撞击设备 j 后设备的失效概率。

1. 年吊运数和载荷分布

表 40.3 为同时钻井和生产及正常生产时的两种典型载荷分布，此外还提供了设施上每台起重机的典型年作业数。

表 40.3　起重机载荷的典型分布情况（根据 Vinnem, 1999）

载荷类型	载荷分布 /%	
	同时钻井和生产	正常生产
较重载荷或多根钻铤	22.2	0
其他较重载荷 (> 8)	0.3	0.7
中等重量载荷 (2~8)	27.1	33.6
较轻载荷 (< 2)	50.5	65.7
年吊运数	20 884	8 768

2. 载荷坠落的概率

作业时载荷坠落的概率取决于载荷特征和环境条件。通常只估计平均频率，即每次吊运或每台起重机每年的平均坠落频率。

载荷坠落的典型频率为每台起重机每年 10^{-5}~10^{-4} 次。对于关键吊运作业，因为强调严格遵守程序，所以也被称为“程序吊运”，其载荷坠落频率一般要比“普通”起重机作业低 30%~70%。

3. 撞击物体的概率

起重机坠落载荷可能撞击三种物体，每种撞击的最坏后果将介绍如下。

击中概率通常需考虑吊运作业经过区域的几何因素。除非采取特殊限制措施，否则操作程序禁止吊运作业从工艺区上方经过，载荷在工艺区坠落属于严重事件。上部设备被击中的概率可表达为

$$P_{\mathrm{H}ij}=\frac{A_{\mathrm{l}ij}}{A_{\mathrm{tot}-i}}\cdot f_{\mathrm{crit}} \quad (40.6)$$

式中：

$A_{\mathrm{l}ij}$ 为载荷类型 i 偶然吊运经过的设备 j 的面积；

$A_{\mathrm{tot}-i}$ 为载荷类型 i 吊运经过的油气设备的总面积；

f_{crit} 为吊运经过的关键区域面积与总面积的比例。

根据吊运经过的面积，击中构件或水下设备的概率可采用类似公式予以确定。

40.5.2　坠落物体撞击载荷评估

Drop Object Impact Load Assessment

对于起重机坠落物体，主要需考虑两种情况：

●坠落载荷击中海面上方的设备、结构、甲板或其他位置；

●载荷坠入海中，可能击中水中结构或海底设备。

第一种情况只有一个阶段，即在空中下落。第二种情况有三个阶段：空中下落、撞击海面和水中下落。以下将简单介绍用于确定三个阶段撞击速度的理想计算方法。当计算可能性最大的海底落点时，还需要考虑海流导致的漂移情况。

1. 空中下落

在重力作用下，坠落物体会向海面加速下落，撞击速度V_1为

$$V_1 = \sqrt{2gh} \tag{40.7}$$

式中：

h 为坠落高度；

g 为重力加速度。

2. 撞击海面

坠落物体撞击海面后继续以速度V_2在水中下落，下落速度可由式（40.8）确定，式中积分表示撞击海面过程中的动量损失：

$$V_2 = V_1 - \int_0^t \frac{P(t)}{m} \mathrm{d}t \tag{40.8}$$

式中：

m 为物体质量；

$P(t)$ 为冲击力。

3. 水中下落

撞击海面后，水中物体将从速度V_2加速至最终速度V_t：

$$V_t = \sqrt{\frac{2(W-O)}{C_\mathrm{d}\ A\ \rho}} \tag{40.9}$$

式中：

W 为重力（空中）；

O 为浮力；

ρ 为海水密度；

A 为横截面面积；

C_d 为物体的形状系数，取决于雷诺数。

物体在水中下落时会发生侧向漂移，这种漂移运动取决于物体撞击水面的角度及其外部形状。表面积较大的条状物体比块状和球形物体更容易漂移，因而漂

移物体的最终速度要小于非漂移物体。

40.5.3 坠落物体撞击后果 Consequence of Dropped Object Impact

撞击后果取决于坠落载荷如何撞击（上部或水下）设备或构件，即下落速度、撞击点、撞击角度、撞击时间和接触面积等，计算通常均针对理想情况。一般可将坠落载荷分为长柱状物体和块状物体，因为其下落速度、水中轨迹 / 速度以及对结构 / 设备的影响都不相同。物体撞击后果如表 40.4 所示。

表 40.4　物体撞击的后果

上部设备	可能导致油气容器失去完整性并引发火灾
水上或水中构件	可能导致结构失效或失去稳性和浮力
水下设备	可能导致生产设备（包括油气容器）失去密封性并引发严重溢油

就坠落物体撞击而言，上部设备（例如压力容器和分离器）非常脆弱，水下生产系统和管道同样对坠落物体非常敏感。计算表明一个两吨重的坠落载荷可轻易破坏水下生产系统的执行器，管道在同样载荷的作用下也会损坏或泄漏。对于构件，通常需考虑：①上部结构；②模块支撑梁；③支撑结构；④浮力舱。

40.6 案例研究——浮式生产系统的风险评估 Case Study–Risk Assessment of Floating Production Systems

40.6.1 概述 General

风险评估可作为海上油田开发的组成部分，包括以下方面：

（1）合理选择所有关键单元，相应的性能标准应足以定义浮式生产储卸装置在其生命周期内的功能性、可用性、结构完整性、生存性以及对其他关键单元

的依存性和影响。必须验证关键单元满足要求并符合性能标准。

（2）风险评估前需确定风险接受准则，并提供与法规和规范相同的安全水平。

（3）所有可能导致重大事故的潜在危险均需识别，评估其风险并采取措施将风险水平降低至符合风险接受准则的要求。

浮式生产储卸装置的风险类型取决于所用船舶的类型和所在地理位置。北海使用的浮式生产储卸装置主要是带转塔系统的新型船舶，卸油船约每星期清空储油舱一次，卸油船与浮式生产储卸装置的碰撞危险属于中等频率，后果可能较大。目前，西非近海的浮式生产储卸装置主要采用伸展系泊系统和单点系泊系统，而其他地区的浮式生产储卸装置主要使用改装油船。

下面以墨西哥湾的浮式生产储卸装置为例介绍风险评估方法的使用，本节所述方法也适用于其他类型的浮式生产系统，例如张力腿平台、Spar 平台和半潜式平台。

浮式生产储卸装置的风险评估包括对以下系统予以评估：

1. 工艺系统

工艺系统包括：

●包含三级分离、气体压缩输出和气体涡轮发电系统的甲板装置；

●生产和储存设施中的管系和压力容器；

●货舱、抽油系统、卸油系统及其操作。

工艺风险主要由油气容器泄漏所致，其后果可能会升级至爆炸和 / 或火灾事故。工艺系统风险评估可采用传统的海上定量风险评估法（Wolford, 2001）：

●确定隔离部分；

●用备件计数法确定泄漏频率；

●确定会导致后果升级的空间相互作用。

泄漏频率可从离岸业通用数据库获取，应急检测及工艺控制对泄漏的响应亦需说明。

业界已将 API RP 14J （1993）用于海上生产设施的设计和危险分析，此推荐规程主要涉及预防油气着火所致的火灾风险，并且建议使用危险分析方法。API 方法也可用于评估爆炸风险，并在风险管理、平台设备布置、减小危险以及人员撤离等各方面提供了指导。附录中列出了详细的检查表，涉及设施布局（应急响应 / 医疗、逃生和救援）、工艺设备、安全和电气系统、消防和气体泄漏保护以及机械系统等。

2. 船舶系统

船舶系统包括：

●船舶系统，例如货舱、原油泵房、锅炉和轮机舱、发电 / 供电系统、压载系统以及舷舱等；

●逃生和撤离系统及设备。

船舶系统的风险评估与工艺系统类似，不同之处在于船舶系统的风险范围比油气泄漏的风险范围要广，其主要风险是燃油泄漏和电气系统所导致的火灾。但浮式生产储卸装置火灾引发原因的频率数据较为缺乏，无法对火灾风险进行适当量化。

3. 结构系统

结构系统包括：

●船体结构，特别是可能安装了转塔的月池区域；

●定位系泊系统，例如系泊和锚及 / 或动力定位系统；

●立管和出油管道；

●上部结构；

●直升机甲板和直升机作业；

●火炬系统。

本书第 4 篇介绍了结构系统的风险。

40.6.2　危险识别
Hazard Identification

对浮式生产储卸装置进行风险评估时，危险识别的主要目的是识别和记录可能升级为事故的危险事件。危险识别工作在概念设计阶段可能比较粗糙主观，但在详细设计阶段就会更加具体。下面列出了部分典型危险。

货舱和压载舱中的爆炸 / 火灾：

●货舱和压载舱中的爆炸和火灾可能导致船体结构失效和溢油；

●轮机舱和 / 或泵舱中的爆炸 / 火灾：

●轮机舱和 / 或泵舱中的爆炸 / 火灾可能导致生产损失 / 延误并蔓延至货舱；

●与穿梭油船或其他船舶的碰撞：

●穿梭油船、供应船和过往船舶可能因定位系泊系统故障、导航或卸油操作失误以及动力故障等与浮式生产储卸装置发生碰撞；

●坠落物体：坠落物体可能损伤结构，导致失去浮力；或者损伤设备和海底

出油管道，导致油气泄漏和人员伤/亡；

●极端天气：天气条件可能比设计时所考虑的情况更为恶劣。对于波高小于100年重现期设计波高的波浪，如果其周期对于振动较为敏感，则可能使船舶产生较大运动并受到甲板上浪的冲击；

●甲板上浪：甲板上浪在艏楼和甲板边缘的干舷处产生冲击载荷，可能导致撤离通道损坏；

●结构失效，例如腐蚀缺陷和疲劳裂纹：波浪载荷和结构细节设计不良可能会导致疲劳，货舱、管系和压力容器均会产生腐蚀缺陷；

●立管、出油管道破裂和外输软管泄漏：腐蚀、疲劳和偶然荷载可导致立管、出油管道和外输软管破裂；

●定位失效：定位系统的部分失效会使立管损坏，导致气体泄漏和火灾；失去定位能力可能导致在浅水区域发生碰撞和搁浅。

40.6.3 风险接受准则 Risk Acceptance Criteria

第5篇第38章所述风险矩阵法可用于风险接受准则，风险接受准则由失效频率和后果组成。

失效频率可分为高、中、低和极低：

●失效频率高：过去一年至少发生过一次并且预计会再次发生的事故，例如频率 >0.1；

●失效频率中等：系统生命周期内至少发生一次并且很可能会发生的事故，例如 0.01< 频率 <0.1；

●失效频率低：预计不会发生的事故，但在业界曾经发生过1或2次类似事故，例如 0.000 1< 频率 <0.01；

●失效频率极低：确实存在但在系统生命周期内预计不会发生的事故，例如频率 <0.000 1。

失效后果取决于所考虑风险的类型，例如人员风险、经济风险和环境风险，包括：

●灾难性后果：死亡或残疾、浮式生产储卸装置的较大损失或长期生产损失、油气严重泄漏导致长期环境损害；

●严重后果：人员重伤、浮式生产储卸装置或其生产的较大损失、油气严重

泄漏；

●较大后果：人员无重伤、设备和系统部分损坏、生产损失较小、油气泄漏需要监管通告；

●较小后果：无人员受伤、部件损坏较小、生产无损失、需记录事故但不涉及监管。

后果建模时需考虑的物理现象包括：

●泄漏建模、多相、近场流型和内部压力时程；

●喷射火灾和池火灾对人和设备的热辐射影响；

●影响人和设备的爆炸过压；

●船上人员的撤离。

40.6.4 风险估计和降低措施 Risk Estimation and Reducing Measures

如果风险因较高而无法接受，则需采取措施来消除 / 降低风险，降低风险的方法有：

●修改设计以消除危险；

●降低起始事件的发生频率；

●降低使起始事件成为事故（其后果无法接受）的事件的频率；

●减少人员和设备暴露于危险的情况；

●执行严格的操作程序、安全程序和应急响应程序。

以下详细介绍主要的风险估计和降低措施：

1. 工艺泄漏

工艺系统通常是人员风险的主要因素，气体压缩的泄漏频率最高，然后是燃气系统和气体脱水系统。多数泄漏均较小，例如小于 10mm 孔洞的泄漏量。工艺泄漏可导致爆炸和火灾。工艺关闭和隔离系统可限制工艺泄漏导致的污染，除非爆炸产生的火灾蔓延至货舱并危及船舶的整体完整性。以下措施可减少工艺泄漏：将工艺控制中心布置在住舱内、设置从船首至船尾的受保护逃生路线以及在工艺区安装额外的气体探测器。

2. 卸油和穿梭油船风险

卸油系统可分为两种，即串列式辅助卸油系统和单点系泊卸油系统。前者用于转塔系泊浮式生产储卸装置，后者用于伸展系泊浮式生产储卸装置。串列式辅

助卸油系统的主要危险是穿梭油船与浮式生产储卸装置发生碰撞和软管破裂导致溢油。与输送软管连接及卸油过程中输油软管均可能破裂，原因是疲劳加载、张力/压力过大或激烈的鱼尾运动。在恶劣环境中，卸油立管可能会出现疲劳裂纹。如果输送立管由单点系泊系统提供结构支撑，那么单点系泊系统失效就可能导致输送立管失效。

降低风险的方法有：

●提高检测失效及启动和关闭系统的能力；

●对海上交通、系泊锚链和甲板值守进行监控；

●加强人员培训和事故准备（karsan 等，1999）；

●根据结构冗余将卸油立管与单点系泊系统的浮筒隔开；

●使用可实施各种作业的守备船，例如提供应急拖带、辅助系泊和软管起吊作业等（Daughdrill 和 Clark, 2002）；

●设计具有足够冗余性的卸油系统。

Daughdrill 和 Clark （2002）提供了一些涉及卸油作业的指导文献：

●石油公司国际海事论坛（OCIMF）于 1999 年发布的涉及恶劣气象区域的海上安全卸油指南；

●石油公司国际海事论坛于 1997 年发布的船对船输送指南（石油）第三版；

●国际海洋承包商协会（IMCA）于 1996 年发布的动力定位关键人员的培训和经验；

●国际独立油船船东协会（INTERTANKO）于 2000 年发布的离岸区域穿梭油船作业风险最小化指南。

为了对浮式生产储卸装置和穿梭油船之间的相对运动（纵荡和艏摇）和碰撞概率进行预测，Chen 等（2002）提出了基于时域仿真软件 SIMO 的仿真方法，将碰撞建模为两个阶段：初始阶段和恢复阶段。初始阶段指某些错误导致油船的向前运动无法控制，恢复阶段则是指初始阶段后油船开始采取避碰措施。Chen 等（2002）将技术事件、人员行动及其互相影响结合在初始阶段的概率模型中。SIMO 仿真模型针对北海的典型浮式生产储卸装置和动力定位穿梭油船进行了修正，并通过与统计模型进行拟合来分析浮式生产储卸装置和油船的仿真相对距离和航向极值。Chen 等（2002）估计过度纵荡和艏摇的年频率均可以达到 10^{-3}，并且研究了对各种技术和操作因素的敏感性，确定可使碰撞概率降到最低的措施。

3. 船舶系统风险

此处只考虑储油液舱系统，液舱需配置惰性气体系统和原油洗舱系统。液舱

可能会发生爆炸和火灾，但缺乏可用于对频率进行量化的事故数据。液舱爆炸会损坏结构和装置，并可能导致工艺系统油气泄漏，随后在工艺区引发火灾。直接导致死亡的因素主要是工艺区发生爆炸，烟气也会威胁人员安全。可能的风险降低措施包括：

- 完善液舱干预程序；
- 提高惰性气体系统的可靠性；
- 安装推进器使船舶可以改变方向（避免火灾危及住舱）；
- 加强住舱前壁的防火 / 防爆能力（Nesje 等，1999）。

4. 碰撞风险

注入压载水的船舶舷舱为防止液舱被穿透提供了双重防护。避免碰撞及降低后果的措施包括雷达监视、配备守备船、制定危险管理计划及安装推进器以减少漂移船舶进入碰撞路径的情况。立管、卸油管道和液体输送管道的防护设计需满足能量吸收要求。

MacDonald 等 （1999）综述了船舶 / 浮式生产储卸装置的碰撞风险，并提出可用于对此类事件的频率和后果进行定量的方法。降低船舶碰撞风险的措施需重点关注最有可能导致污染、生命和财产损失以及生产减少 / 延误的情况。

5. 爆炸风险

在详细设计阶段，需估算爆炸风险并尽量降低爆炸过压，合理布置油气管道和立管 / 液体输送管道，尽量减小主甲板发生泄漏的可能性。

6. 火灾风险

喷射火灾和池火灾会危及设备，确定耐火设计时需考虑人员逃生至安全区域的能力以及降低油气对环境的污染。

7. 坠落物体风险

设备保护的设计标准取决于吊运物体的尺寸和位置以及作业的频率。坠落物体研究通常是详细设计的一部分，需计算坠落物体的重量和作用于设备的载荷，并估算结构响应和失效频率。

40.6.5　比较风险分析 Comparative Risk Analysis

风险评估也可用于比较风险分析，将特定设计与其他被认为具有足够安全水平的设计进行比较。例如 Gilbert 等 （2001）进行了一项研究，将浮式生产储卸

装置（从未在墨西哥湾使用过）的风险与墨西哥湾已有的深水浮式生产系统（张力腿平台和 Spar 平台）的风险进行比较，墨西哥湾的深水浮式生产系统将浅水导管架作为深水平台的中心和主体。从油井到将油气输送至岸上的整个生产系统均需考虑。针对使用寿命为 20 年的系统，应评估和分析三种风险：人员死亡总数、可度量长期环境风险的总溢油量以及单次事故的最大溢出量。得出的结论是：对于所研究的四种系统，其死亡风险和环境风险并无显著差别。该研究对监管机构和离岸业认可在墨西哥湾使用浮式生产储卸装置非常有帮助。

40.6.6 基于风险的检查 Risk Based Inspection

对基于风险的检查进行计划时需解决三个基本问题（Xu, 2001）：

●检查什么？

●单个构件或细部的工作量是多少？

●何时进行检查？

对检查进行计划的关键步骤是确定构件的检查优先级。需建立评估系统，包括频率和后果分析以及缺陷检测。频率分析可基于失效频率数据库、解析方法或两者的结合。

对浮式生产储卸装置进行结构检查时需考虑的失效后果包括：

1. 结构，包括船体和上部结构

●灾难性后果：失去稳性和结构完整性或导致停工时间超过 1 年；

●严重后果：失去结构完整性，需进干坞大修或停工时间为 6 个月至 1 年；

●较大后果：中等程度结构损伤，需进干坞小修或停工时间为 1 个月至 6 个月；

●较小后果：较小损伤，可在船上进行修理或停工时间小于 1 个月。

2. 辅助定位系统的系泊系统和推进系统

●灾难性后果：导致重大财产损失或导致停工时间超过 1 年；

●严重后果：导致严重碰撞和搁浅，停工时间为 6 个月至 1 年；

●较大后果：导致轻微碰撞，停工时间为 1 个月至 6 个月。

●较小后果：导致需现场修理或更换一根管道，两根或更多管道损坏。

3. 输入 / 输出系统，例如立管、出油管道和卸油系统

●灾难性后果：严重溢油或油气泄漏引发火灾；

●严重后果：中等程度溢油，停工时间超过 6 个月；

●较大后果：管道破裂需要修理和更换，停工时间为 1 至 6 个月；

●较小后果：立管、出油管道和卸油系统需修理或更换，停工时间小于 1 个月。

基于风险检查的一般方法可参考 API RP 580 （API, 2002），这个新制定的推荐规程包括以下内容：

●介绍基于风险的检查；

●筛选及边界确定；

●收集用于基于风险检查评估的数据和信息；

●确定退化机制和失效模式；

●评估失效可能性；

●评估失效后果；

●评估风险；

●风险管理，包括检查工作；

●其他风险缓解措施；

●基于风险检查评估的重新评估和升级；

●作用、责任、培训和资质；

●基于风险检查的记录和保存。

前文介绍了基于概率和风险的检查，检查的有效性取决于退化机制和速度、检查范围 / 频率、检测能力以及缓解措施的有效性等。

就浮式生产储卸装置而言，采用基于风险检查的最大好处是可以降低生产损失。

40.7 环境影响评估 Environmental Impact Assessment

在很多情况下，进行海上油田开发前必须评估环境影响，利用环境影响评估的结果可以尽量降低油 / 气田开发和作业对环境的影响。环境影响评估的范围取决于地理位置和油田特点，例如可包括下述方面：

●调查鱼类、鸟类和哺乳动物等重要物种的分布、数量和群落；

●估计生态系统中的食物网、相互关系及能量转移；

●评估沉积物、底栖生物和鱼类中的环境毒素；

●溢油建模；

●根据相关环境数据建立数据库。

从环保角度出发，需考虑以下内容（Gudmestad 等，1999）：

●钻井作业的排放物，例如泥浆和钻屑；

●产出水处理；

●压载水储舱；

●选择化学制品时考虑毒性、可降解性和生物累积可能性等环境数据；

●装油作业，需降低装油过程中发生溢油可能性；

●油船运输，可避免溢油；

●溢油应变计划，例如现场燃烧、生物治理等；

●废物处理；

● CO_2、NO_x 和 SO_x 的排放。

40.8 参考文献 References

[1] API RP 14J (1993), API Recommended Practice for Design and Hazard Analysis for Offshore Production Facilities, American Petroleum Institute.

[2] API RP 580 (2002), Risk-Based Inspection, American Petroleum Institute.

[3] Bai, Y. and Pedersen, P. Terndrup, Elastic-Plastic Behavior of Offshore Steel Structures Under Earthquake Impact Loads, International Journal of Impact Engineering, 13(1), pp. 99-115.

[4] Burgan, B.A. and Hamdan, F.H.(2002),Response of Topside Structures to Fires and Explosions: Design Considerations, Offshore Technology Conference, OTC 14130.

[5] CCPS (1995), Chemical Transportation Risk Analysis, Center for Chemical Process Safety, American Institute of Chemical Engineers.

[6] Chen, H. and Moan, T. (2002), Collision Risk Analysis of FPSO-Tanker Offloading Operation, 21st Int. Conference On Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE), OMAE2002-28103.

[7] Chen, H. and Moan, T., Haver, S. and Larsen, K. (2002), Prediction of Relative Motion and Probability of Contact Between FPSO and Shuttle Tanker in Tandem Offloading Operation, 21st Int. Conference On Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE), OMAE2002-28101.

[8] CMPT (1999), A Guide to Quantitative Risk Assessment of Offshore Installations.

[9] Czujko, J. (2001), Design of Offshore Facilities to Resist Gas Explosion Hazard, Engineering Handbook, Corrocean.

[10] Daughdrill, W.H. and Clark, T.A. (2002), Consideration in Reducing Risks in FPSO and Shuttle Vessel Lighting Operations, Offshore Technology Conference, OTC 14000.

[11] Gilbert, R.B., Ward, E.G. and Wolford, A.J. (2001), A Comparative Risk Analysis of FPSOs with Other Deepwater Production Systems in the Gulf of Mexico, Offshore Technology Conference, OTC 13173.

[12] Gudmestad, O.T. et al (1999), Basics of Offshore Petroleum Engineering and Development of Marine Facilities with Emphasis on Arctic Offshore, ISBN 5-7246-0100-1.

[13] Haugen, S (1991), Probabilistic Evaluation of Frequency of Collision between Ships and Offshore Platforms, Dr.ing Thesis, Division of Marine Structures, NTNU, MTA-report 1991:80.

[14] Karsan, D.I., Aggarwal, R.K., Nesje, J.D., Bhattacharjee, S., Arney, C.E., Haire, B.M. and Ballesio, J.E. (1999), Risk Assessment of Tanker Based Floating Production Storage and Offloading (FPSO) System in Deepwater Gulf of Mexico, OTC 11000.

[15] Lassagne, M.G., Pang, D.X. and Vieira, P. (2001), Prescriptive and Risk-Based Approaches to Regulation: The Case of FPSOs in Deepwater Gulf of Mexico, OTC 12950.

[16] MacDonald, A., Cain, M., Aggarwal, R.K., Vivalda, C. and Lie, O.E., (1999), Collision Risks Associated with FPSOs in deep Water Gulf of Mexico, OTC 10999.

[17] Nesje, J.D., Aggarwal, R.K., Petrauskas, C., Vennem, J.E., Keolanul, G.L., Hoffman, J. and McDonnell, R. (1999), Risk Assessment Technology and its Application to Tanker Based Floting Production Storage and Offloading (FPSO) Systems, OTC 19998.

[18] NPD (1992), Regulations Relating to Implementation and use of Risk Analysis in the Petroleum Activities, Norwegian Petroleum Directorate, Stavanger, Norway.

[19] NTS (1998), NORSOK Standard for Design of Steel Structures Annex A, NOR-

SOK N-004, Rev.1, Norway.

[20] Pappas, J. (2001),The NORSOK Procedure on Probabilistic Explosion Simulation, Paper 5.5.1, ERA Conference, Major Hazards Offshore, London, 27-28 Nov. 2001.

[21] Saubestre, V., Khalfi, J-P., Paygnard, J-C. (1995), Integrated Fire Analysis: Application to Offshore Cases, OMAE-95, Copenhagen

[22] UK HSE (1992), Safety Case Regulation, United Kingdom Health and Safety Executives.

[23] UK HSE (1995), Prevention of Fire and Explosion, and Emergency Response Regulation, United Kingdom Health and Safety Executives.

[24] Vinnem, J.E. (1999), Quantified Risk Assessment - Principles, Modelling and Applications of QRA Studies, Kluwer Academic Publishers.

[25] Walker, S., Corr, B., Tam, V., O' Connor, P. and Bucknell, J. (2002), New Guidance on Fire and Explosion Engineering, 21st Int. Conf. On Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE), OMAE2002-28623.

[26] Wolford, A.J., Lin, J.C., Liming, J.K., Lidstone, A. and Sheppard, R.E. (2001), Integrated Risk based Design of FPSO Topside, Structural and marine Systems, OTC 12948.

[27] Xu, T., Bai, Y., Wang, M. and Bea, R. (2001),Risk-based Optimum Inspection of FPSO, OTC 12352.

第41章　综合安全评估应用于航运业

Formal Safety Assessment Applied to Shipping Industry

41.1 简介 Introduction

航运是传统行业，其安全问题已经被关注了数百年。同时，事故也经常使人们认识到采取措施控制海上风险的必要性。例如1912年使1 430人丧生的泰坦尼克号灾难导致了第一版国际海上人命安全公约（SOLAS）的产生，该公约基于防止此类灾难的国际标准和规范。美国代表团因Andrea Doria号客轮倾覆而出席了1960年国际安全会议，并介绍了船舶安全应由船舶能够承受的损害程度来衡量的概念。20世纪70年代，公众对几起油船事故所导致的毁坏性海洋污染日益关注，这促成了国际防止船舶造成污染公约（MARPOL）组织的成立。1990年发生的Exxon Valdez事故使采用双壳油船得到了国际海事组织的批准。这些事故表明将现代风险评估技术引入商业航运界的必要性。

20世纪60年代，核工业开发了概率安全评估。20世纪70年代，化学行业使用了量化风险评估（QRA）。出于行业自律，在20世纪80年代，挪威离岸业于Alexander事故后采用了量化风险评估，英国在Piper-Alpha事故后也使用了量化风险评估。

1993年，英国向国际海事组织提出一种特殊的船舶安全风险管理框架，称为综合安全评估（FSA）。此后综合安全评估就成为国际海事组织海上安全委员会的优先议程。1997年和2001年，国际海事组织在发布综合安全评估临时指导方针（IMO, 1997）时采用了综合安全评估过程。作为一种协助海事监管的工具，综合安全评估不适用于个别船舶，但通用于一般航运。综合安全评估引入的要素包括：标准程序、可见过程、相互联系的安全目标以及基于成本效益的优先级。这些要素使综合安全评估成为一种较为合理的航运监管风险评估办法。

应该认识到，综合安全评估适用于特殊船舶类型（例如散货船或高速船）的常见安全问题或特定危险（例如碰撞、搁浅、火灾等），而英国离岸业的安全案例方法则适用于特定的离岸设备。

Yoshida等（2000）在提供给“风险评估”专家委员会的ISSC报告中，对海上风险评估的近期出版物进行了较为全面的概述。

本章以下各节将论述综合安全评估，概述其主要功能模块并详细介绍各模块，然后通过案例研究予以说明。此外还论述了将人员因素和组织因素纳入综合安全评估中，以及应用综合安全评估的挑战、限制和需关注的因素。

41.2　综合安全评估概述
Overview of Formal Safety Assessment

作为基于风险的方法，综合安全评估在某些方面与英国大陆架安全案例类似。安全案例只适用于特定的离岸设备，而综合安全评估在整体上适用于航运或某种船舶类型（例如油船或高速客船）的常见安全问题。其原因是多方面的，例如航运业的特点：在世界范围内，海事业没有单一的监管机构和文化，也没有统一的教育和认证制度。综合安全评估是国际海事组织制定规范的一种工具，使决策过程更加合理，并提供包含了技术和运营的主动方法。国际海事组织综合安全评估临时指导方针说明："当通过对现有规范和可能得到改进的规范进行比较来评估新安全规范，以实现各种技术和运营问题（包括人员因素、安全和成本）的平衡时，可将综合安全评估用作评估的辅助工具"。综合安全评估可用于制定说明安全目标和功能要求的"基于性能"的规范，以及在基于性能规范的基础上制定合理的"规定性标准"。

以下是综合安全评估的主要特点：

（1）一种将船舶作为社会技术系统来考虑的系统方法。系统包括硬件、环境、人员机构、运营和程序。

（2）危险可通过危险识别过程预先确定，有许多不同的危险识别方法可以使用。

（3）描述和分析与各种危险相关的风险。风险是潜在危险事件可能性和后果的结合。风险分析涵盖一定的时间跨度，即运行寿命，并涉及采用各种定量或定性工具进行可能性和后果计算。

（4）一旦对风险进行了量化，即可根据预先定义的接受准则来确定风险是否可以接受。当风险可以接受时，可进行成本效益分析，对预防 / 保护措施的成本和效益予以比较。

（5）上述基本要素可以整合到风险模型中，目的是得到成本效益及风险预防和缓解能力均最佳的风险管理措施。

综合安全评估的功能模块如图 41.1 所示。作为基于风险的方法，综合安全评估程序与离岸量化风险评估程序比较相似，但每个步骤的实际内容以及所用方法和工具均不同于离岸应用。第 41.3 节将予以详细介绍。

需考虑的风险类型包括：

●人员安全风险；

●环境风险；

●财产风险。

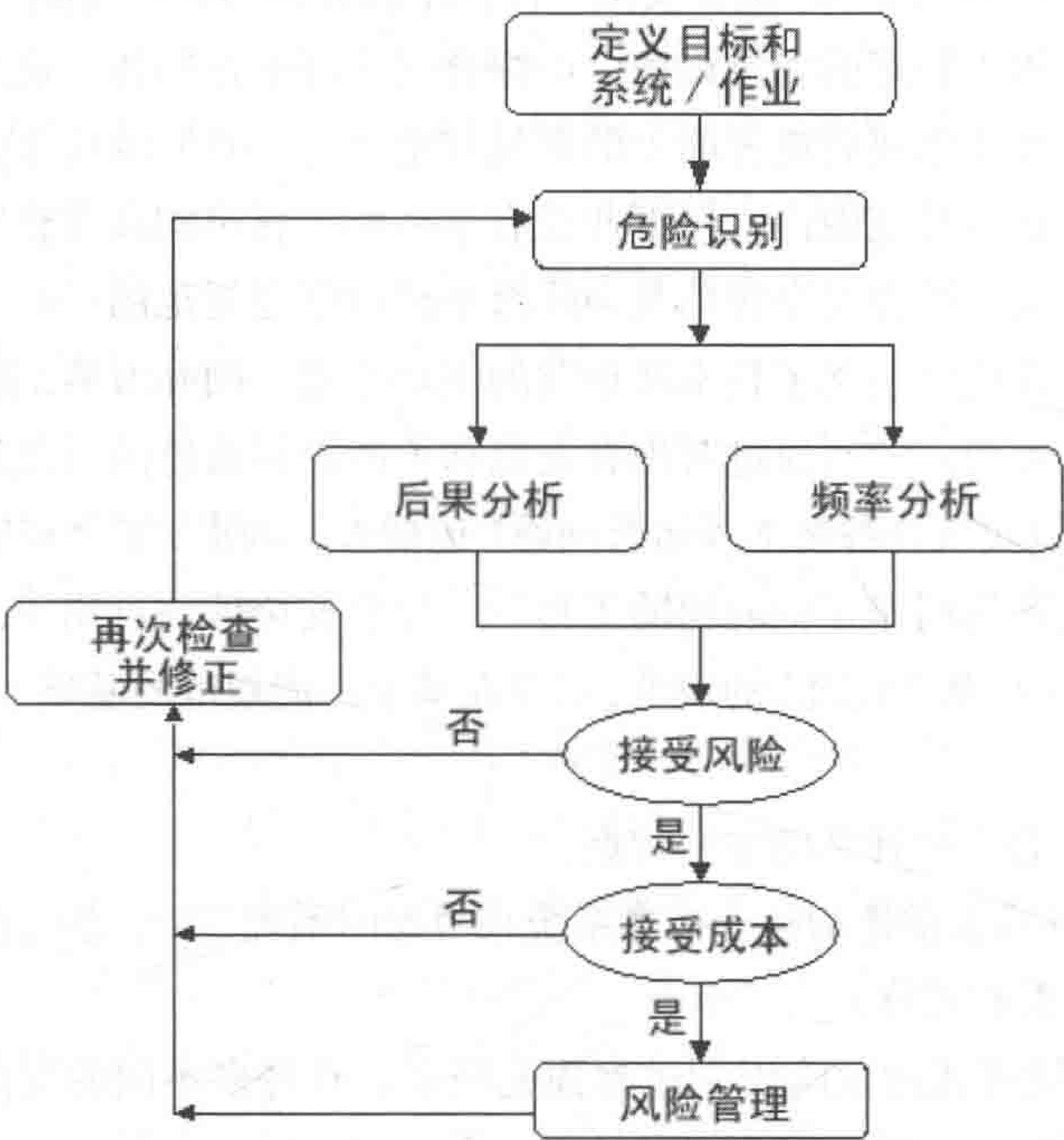


图 41.1　综合安全评估的功能模块

41.3　综合安全评估的功能模块
Functional Components of Formal Safety Assessment

41.3.1　系统定义
System Definition

详细的系统描述对于风险评估非常关键。此类描述通常由层次结构组成，包括所有硬件、人员、程序和环境，并且均采用“自上而下”的方式进行描述。构成普通船舶的硬件是系统定义中的最基本层。硬件和操作人员之间的界面，即所谓的人机界面，构成了第二层。外部环境可视为第三层。硬件、个人与组织以及外部环境（在船舶的生命周期内可能会发生变化）均会影响整体安全性，因而以下章节将会对船舶硬件、利益方（相关方）以及船舶的生命周期进行论述。

1. 船舶硬件

船舶硬件大致可以分为两类：结构和设备。

传统上，船舶结构可分为三类：船体梁、内部结构和上部结构。结构单元在保持船舶完整性上起着不同的作用。结构失效可能导致开裂和局部进水，在极端情况下甚至会使船体断裂。过去几十年里，在采用现代有限元工具分析复杂船舶结构的强度方面已经取得了极大进展，参见第 1 篇第 13 章，但结构误差、缺陷以及载荷预测的不确定性依然存在。

船舶设备包括许多子系统：即发电系统、推进系统、转向和操纵系统、导航和通信系统、货物 – 燃料 – 压载系统、系泊和锚泊系统、监控系统以及应急响应系统。这些系统的完整性对于船舶作业至关重要。操作不当或系统意外失效可直接引发事故，导致货物损失、人员伤亡和 / 或严重环境污染。

2. 利益方

普通船舶可能涉及以下利益方：船员、船东 / 租借方、船级社、建造商、货物和货主、乘客、保险公司、港口和沿岸国家。对于安全性以及航运安全变化所产生的成本 / 效益，各利益方有着不同的观点。各方的相互作用较为复杂，并会

显著影响航运安全。

3. 船舶的生命周期

船舶的生命周期始于船东决定建造一艘新船，其特征尺寸需满足功能要求。第二阶段是设计阶段，确定船舶结构和设备的规格。第三阶段是建造阶段，包括建造、下水和码头舾装。第四阶段由正常作业构成，通常新船的服役期为 30 年或更长，综合安全评估的重点是正常作业。船舶在服役期内主要有四种作业：远洋航行、航道航行、港口作业和干船坞作业，详述如下：

●远洋航行：在所有大型船舶的整个生命周期内，远洋航行所占的时间比例最大；

●航道航行：这通常是船舶生命周期内第二频繁的作业。大型船舶离开 / 靠近港口时，一般需要非常熟悉全部航道的领航员引导船舶出 / 入港；

●港口作业：货物装卸或乘客上下船均在港口，发生在港口的许多事故都与运输货物相关。不同船舶涉及不同类型的作业，其持续时间也不同；

●干船坞作业：船舶需定期入坞进行检查、修理和维护。干船坞作业还可能涉及船级社代表检查及船东检查；

●最后阶段是报废阶段。在生命周期的终点，船舶可能会在修理厂被最终拆解。

41.3.2 危险识别 Hazard Identification

综合安全评估将危险广义定义为可能对人员生命、环境和财产造成伤害的情况。当危险发展为事故时就会出现问题，这通常需要经历一系列事件。以下将介绍船舶危险的两个特征。

船舶危险的一个特征是船上危险的分离难以达到理想水平，原因是指挥和控制设施、生活 / 工作区、燃料、推进、发电设备以及应急系统均在船上。

船舶危险的另一个特征是在作业的不同阶段，船舶可能遇到不同类型的危险。

需选择专业人员进行危险识别，危险识别的目的是确定所有可能的相关危险。通常由 6~10 位专家组成一个小组，为研究课题提供必要的专业建议，专家需包括船舶设计师、结构工程师、机械工程师、检查员、人因工程师、海事官员和会议主持人。利用历史事件数据库和专家小组的建议即可确定危险。可以使用的分析方法包括失效模式与后果分析（FMEA）和危险和可操作性分析（HAZOP）等。识别出的事件可根据其风险水平进行排序，对于需要进行更详细后续分析的危险，

还应确定其优先级。

对于普通船舶及其子系统，应识别以下重要危险类型。各类危险均很复杂，由大量不同因素所致。识别危险后，根据对所识别危险的风险进行粗略估计，可对危险进行排序以确定其优先级。

●碰撞和搁浅；

●火灾；

●爆炸；

●失去结构完整性；

●失去动力；

●危险物质；

●装载错误；

●极端环境条件。

1. 碰撞和搁浅

一艘船撞击另一艘船或其他物体时发生碰撞。对于远洋船舶而言，这是一种后果较为严重的危险。海底或水下岩石穿透船底时发生搁浅。碰撞和搁浅是概率较低且后果较为严重的事件，特别是对于油轮（Amrozowicz, 1997）。搁浅和碰撞风险评估包括：

●搁浅和碰撞事故的发生频率；

●后果，包括结构损伤、溢油量以及溢油产生的环境 / 经济影响。

Wennick （1992）采用“统计法”和“因果法”研究了海峡和港口航行的碰撞和搁浅发生频率。“统计法”使用历史事件记录来估计事故频率，“因果法”则在影响因素和事故发生之间建立起联系。尽管“因果法”可用于研究物理条件变化对碰撞和搁浅风险的影响，但仍需由“统计法”予以修正。

Sirkar 等 （1997）提出了风险评估方法，用于说明碰撞和搁浅的后果。其油船环境风险模型包括事故概率计算、采用概率方法进行溢油量分析以及通过溢油响应仿真来估算后果。如同离岸环境风险分析，溢油量并不是环境风险的最好度量，而应该使用溢油影响。Sirkar 等 （1997）根据简化概率溢油量法对损害概率和溢油量进行了分析，并提出计算损害程度和损害位置概率分布的方法，该方法采用 Monte Carlo 法对大量碰撞和搁浅事故的结构响应进行仿真。Monte Carlo 仿真的输入变量包括事故场景（例如船舶特点、搁浅类型）以及根据历史数据和专家判断所确定的初始分布。

产生碰撞和搁浅风险的主要原因是缺乏信息，例如在特定时间自身位置不确

定、未知障碍物、附近船舶位置和速度不准确等都会构成威胁。恶劣天气、人为错误（通常为交流错误或引航员分心）以及速度不当均对损害后果起着重要作用。

2. 火灾

火灾是一种后果更为严重的船舶危险。在1987–1992年间，据估计死亡船员中有三分之一以上都是火灾事故导致的（Hessler, 1995）。为了避免火灾影响，探测和报警系统需通知船员采取适当的消防措施，并提醒乘客撤离危险区域。尽早发现火灾至关重要。一旦起火就难以扑灭，且容易升级。由于船上的居住区较为封闭、难以接近燃烧区以及其他因素（例如有毒烟气），有时难以到达火灾现场。船员消防程序培训不足也可能产生问题。

为了减少火灾扩大和蔓延，需测试材料和产品性能，确定热量释放、结构边界热性能以及受限制可燃材料使用的范围。这些测试要求旨在将火灾限制在起火区域，并尽量降低火灾对逃生或消防通道的影响。便于乘客疏散的系统设计对于及时疏散乘客和灭火非常重要。

发生在轮机舱的火灾往往是由燃料管、润滑油或液压油泄漏并点燃引起的。电气短路是另一个原因。厨房、洗衣房、娱乐场所和储藏区等区域有许多可燃物质，例如食用油、糖、面粉等，船员可能没有意识到这些较为普通的危险。NK（1994）基于一系列风险评估研究发布了轮机舱火灾预防指南。Arima 等 （1994）对轮机舱火灾起因数据进行了总结：约0.1%的船舶因轮机舱火灾而发生破损，船体舱室火灾也导致了相同数量的船舶破损。75%的轮机舱火灾在船舶航行时发生，其中50%的船舶失控。

3. 爆炸

原油船卸油后，其压载舱曾发生过多次爆炸。原油中含有很多挥发性成分，能在空气中形成高爆炸性混合气体。当清空液舱时或液舱被清空后，采用惰性气体保护技术可以得到比过去更为有效的保护，例如向液舱注入纯氮气或二氧化碳以排出氧气。交流及严格遵守规章制度是很重要的，可以在通风作业时避免发生爆炸。

另外一个因素是导致出现无法防范情况的人为错误。许多爆炸事故实际上都是作业过程中的错误和违规所致，例如吸烟、程序中的违规快捷方法等。

4. 失去结构完整性

失去结构完整性是船级社一直关注的问题。船体损坏可能是因设计不当、建造、维护或操作等因素所致。此外，新技术、新船型的采用也会不断带来新的问题。

老龄化船舶的维护也可能不够完善，检查船的某些区域并记录所有构件的状

态是不可能的，因为其状态无法确定。随着时间推移，波浪循环加载会导致构件发生疲劳，船舶承载能力因疲劳而降低的程度无法精确估计。腐蚀也可能产生问题。上述所有情况均会造成船舶失去结构完整性。

5. 失去动力

在海上，发动机失去动力是非常危险的。因为没有螺旋桨尾流或向前速度舵会失效，所以失去动力就无法操纵船舶。船舶可能与其他船舶或障碍物碰撞，或在风、波浪、海流作用下漂移并搁浅。在大浪中，船舶可能因船头无法对准波浪而发生横转或沉没。

动力失效可能是由发动机机械故障、发电机故障、锅炉或曲轴箱爆炸、轮机舱火灾等所致。一个已知的动力失效案例是燃油供给被水污染，海水进入破损的燃油舱通风筒导致 BRAER 号原油船失去动力，漂移至苏格兰外海搁浅并发生溢油。

6. 危险物质

诸如原油或液化天然气这样的货物显然存在着风险，但有些物品的危险可能并不明显，例如铝粉和某些面粉等。对于已知危险品，国际社会已经制定了规范。例如装载危险品的集装箱必须使用标有“危险有害”字样的醒目菱形标签，并标注正确的货物代码。

港口作业过程中，集装箱装卸不当也可能造成破损或泄漏。不管什么原因导致集装箱内部发生泄漏，都可能在一段时间后才会被发现。未被察觉的有毒物质泄漏可对船员及船舶的清除工作造成危险，特别是在海上，因为清除工作难以进行。

Romer 等（1993）根据 1986–1991 年间 151 起事故的历史数据，对危险品海上运输进行了风险评估，并提供了各种事故的频率、*f*–*N* 曲线和频率以及溢出量。

7. 装载错误

货物装载不当会给船舶稳性带来负面影响，并使船体出现过度应变，增加海上破损的概率。极少情况下，船舶会因装载不当而沉没。

在恶劣海况下，诸如矿砂船这样的船舶对载运物移动较为敏感。而对于集装箱船，集装箱绑扎装置可能会松动或损坏，导致集装箱发生移动。这不仅危及船舶稳性，还将对人员、设备和船体造成威胁。此外出于经济目的也经常会在较短时间内将船舶装载至极限，一些超载渔船就是因此而沉没的。

8. 极端环境条件

许多船舶均在极端天气下失事。对于人和船舶而言，海洋是危险环境。

在海洋风暴中，甲板上的船员可能会落水而亡。固定装置也可能损坏，并导致设备损伤。BRAER 号油船发生过类似情况，因固定装置断裂，堆放在甲板上的

管道发生移动并损坏了柴油舱通风口，这导致柴油被海水污染，最终使船失去动力。油船在盛行海流的作用下向海岸漂移并导致严重溢油。恶劣天气可能使船员疲惫和晕船，增加操作错误的可能性。恶劣海况也会产生其他危险，例如失去能见度、方位和通讯，这将增加搁浅和碰撞风险。

41.3.3 船舶事故的频率分析 Frequency Analysis of Ship Accidents

一个事件的风险是两个量的函数：事件可能性和事件后果。因而频率分析是风险评估的重要组成部分。CCPS（1995）介绍了远洋船的失效模式（例如碰撞、搁浅、火灾、爆炸以及材料 / 设备失效），论述了影响事故率和危险品泄漏概率的参数，并提出失效（泄漏）频率的计算方法。

就船舶事故而言，可采用历史数据进行关键事件分析。美国海岸警卫队的美国航道船舶伤亡报告系统“海事伤亡信息报告系统”（USCG, 1992）是最好的数据源之一。根据以往数据可以简便地计算出频率。然而大多数情况下，频率分析并非如此简单，还必须对导致实际事故的作用因素予以考虑。在此过程中，需要将复杂事件分解为独立事件，并将其按一定逻辑顺序整合起来，用于对危险如何通过不同失效途径发展成事故进行建模。

按照特定事故场景整合独立事件后，即可采用故障树技术和事件树技术来量化事故的发生概率。通常故障树被用于分析关键事件的原因，而事件树则用于跟踪事件的可能后果。起始事件的频率可从历史数据获取，例如失效率、修理的平均间隔时间以及事故和事件频率等，然后根据专家对实际系统的判断予以修正。有时其他行业类似事故的数据也可以借鉴，只要这些数据具有足够的相关性。总之，获取足够数据以避免船舶危险是一个难题。在缺乏数据的情况下，量化风险评估即使能够进行，也是非常困难的。

41.3.4 船舶事故的后果 Consequence of Ship Accidents

后果取决于事故概率。船舶事故的总体后果可由以下因素度量：

●损失人命；

●损失货物；

●船舶或其他船舶的损伤；

●环境损害。

海运的一个特点是船舶的不同利益方对于上述后果的看法、理解和判断均不相同。

1. 损失人命

当对损失人命后果进行量化时，为了比较风险，分析人员会提出一个敏感问题，即人命的价值是多少。根据以往情况，事故发生后对损失人命的唯一补偿方式是金钱补偿。此类补偿有明确的程序。补偿不可视为人命的价值，而是表明如果生命被挽救利益方所得到的益处。

通常船舶操作人员和乘客的死亡是有区别的，因为前者应该知道风险水平增加的情况，而后者却不知道。因而损失客船的潜在后果可能极大。

社会可以接受死亡人数较少的事故，但难以接受死亡人数较多的事故。后者肯定会被追究和调查，最终导致新规范的产生。这种后果的影响要远胜金钱补偿。

2. 损失货物

许多海洋事故均导致货物损失。托运人通常会获取货物运输保险，如果货物损失，保险公司将直接补偿托运人。对货物价值的赔偿一般取决于后果的大小。在有些情况下，如果发货时间很关键，赔偿货物价值可能就无法补偿托运人的全部损失。无形损失是难以评估的，每起事故均不相同。

3. 船舶或其他船舶的损伤

船舶损失或损伤的后果也涉及有形和无形两个方面。如果涉事船舶均未完全损失，则有形成本即为使船舶驶入修理厂并完成修理所需的成本。如果船舶完全损失，则有形成本即为替换该船所需的成本。

船舶损失或损伤涉及许多无形后果，无形后果可能比有形成本更为重要，主要是船舶失控或完全损失所产生的商业后果。

4. 环境损害

船舶损害环境的方式有多种，最显著的就是事故导致的意外溢油。很多事故均会导致溢油，包括搁浅、碰撞、火灾或爆炸。溢油对环境的影响取决于溢油量、当地的生态脆弱性、事故发生时以及清除过程中的风、波浪和海流等。

从 Amoco Cadiz，Exxon Valdez 和 Braer 事故来看相关损失极大，甚至可以达到船舶和货物总价值的几十乃至几百倍。

41.3.5 风险评估 Risk Evaluation

风险评估能确定高风险区域和特定危险的主要作用因素，然后即可估算出对人员安全、商业和环境的总风险。

风险评估首先需预定义人员安全、商业和环境的可接受（目标）风险水平，然后可根据目标风险水平来评估风险值。如果风险无法接受，则需修改系统并再次执行先前的风险评估步骤。确定目标风险水平可能较为困难，因而开始时可依据对已有船舶进行风险分析所获取的值。

著名的合理可行最低水平（ALARP）原则同样也适用于综合安全评估。ALARP 原则要求在合理可行的情况下尽量降低风险。应用 ALARP 原则需定义风险容忍度范围。如果风险可广为接受，则无需采取任何措施。但如果风险介于特定风险水平之间，那么在合理可行的情况下尽量降低风险通常是可以接受的，即进一步降低风险的成本与所获得的效益将明显不成比例，这涉及成本效益分析。

41.3.6 风险控制和成本效益分析 Risk Control and Cost-Benefit Analysis

控制风险有两种方法：

- 预防方法：降低起始事件的频率；
- 缓解方法：降低失效的严重性。

控制风险的措施包括工程应用和程序执行。需对实际风险控制方法予以验证并记录其降低风险的能力。通过反复进行风险分析并将其结果与先前的结果进行比较可以确定风险控制措施的效果，而通过评估避免人员伤害、财产损失、环境损害以及其他损失可以衡量避免事故的能力。为了达到平衡，必须考虑风险控制措施的效益并将其与实施所需的成本进行比较，这可以通过成本效益分析实现。

在成本效益分析中，估算与风险控制方法或方案相关的成本时需同时考虑公共成本（执行、检查等）和商业成本（资本成本、合规成本等）。估算效益时应采取类似方法，对于船舶，需考虑环境清除成本降低、船舶寿命增加以及获救人

员的价值等，每种方法或方案的净现值为成本减去效益。可根据关键假定进行敏感性分析，估算出各方案净值的置信水平，并根据风险控制方法的成本效益对其进行排序。综合安全评估的最后一步是“决策”，即对安全改进提出建议。可根据成本效益和合理可行最低水平（ALARP）原则来选择用于决策的安全控制方法。控制不可容忍风险时需不计成本。“合理”意味着成本与效益明显不成比例。

41.4　综合安全评估的人员和组织因素 Human and Organizational Factors in FSA

IMO（1997）推荐一种平衡人员因素和技术因素的方法，可以体现这些因素对系统整体安全性的作用。IACS（1999）提出了一个指南草案，用于在综合安全评估（FSA）中进行人员可靠性分析（HRA）。制定人员可靠性分析指南有助于将人员可靠性分析融入综合安全评估过程，并且可以提供各种人员可靠性分析技术的参考文献和概要。

大部分船舶事故都与人员因素有关，例如装载错误、机器操作错误等。因而有必要将人员和组织因素（HOF）融入综合安全评估，在综合安全评估小组中包含人员和组织因素专家是非常重要的。

可采用两种方法来考虑人员和组织因素。第一种方法难度较小，即在现象学层面看待人员行为，确定在作业各关键方面人员出现不当决策（行为）的概率。第二种方法难度要大一些，涉及人员出现不当决策的基本原因。以下例子用于说明第一种方法。

许多船舶火灾都是直接由人造成的，比如吸烟。人工灭火或消防设备灭火也会影响火灾的进程。这些影响都可以纳入综合安全评估中，例如人对引发火灾的影响可能隐含在实际历史数据中。船员训练和安全准则的差别可以通过在风险分析中为事件树分配不同概率予以表达。人员的错误或失职也可以采用类似方法纳入综合安全评估中。但要对不同人员和组织因素的影响进行精确量化通常是极为困难的。

41.5 船舶燃油系统的应用实例 An Example Application to Ship's Fuel Systems

上述综合安全评估法可用于船舶的燃料系统以确定合适的风险控制措施，降低火灾和失效的可能性或减轻其后果。

首先需对普通船舶燃油系统进行描述，定义所有燃油系统组件和燃油处理装置的基本特征，包括高压区和低压区。

然后收集燃油系统失效导致的伤亡数据并根据相关危险类型（火灾、硬件失效等）进行分类。所有涉及船舶部件（例如旋转式和往复式燃油泵、管系和连接件）可靠性的数据库均可使用。危险和可操作性研究（HAZOP）可用于确定普通燃油系统中最容易失效的区域。随后构建故障树，获取信息并估算失效频率，并采用事件树对可能的后果进行建模。

通过上述分析可以得到影响每种事故类型发生频率的事件及后果严重性排序表。然后对轮机舱火灾或停机进行成本效益分析，并与提高可靠性得到的效益进行比较，这可以为决策提供附加信息。

41.6 航运中使用综合安全评估的问题 Concerns Regarding the Use of FSA in Shipping

综合安全评估有助于制定合理规范（例如国际海事组织）、将重点放在关键问题上并可验证规范的修改或制定是否合理，可以更好地识别危险并确定事故场景，是一种控制风险的系统性方法。

尽管在其他领域已经确定了上述方法的许多要素，但总体而言，其在航运业的应用还较新且未得到认可。试验性应用正在进行，目的是积累相关结果和经验。制定合适的机制和程序也在考虑中，以便使国际海事组织委员在将来决策时可以采用综合安全评估法。

可以使用的风险评估数据包括：事件统计、设备可靠性、结构可靠性、人员可靠性和船队（暴露）数据。成本数据涉及估算投资成本、作业成本、检查和维护成本、清除成本以及污染成本等。很多情况下缺乏足够的数据用于对风险进行合理估算。

就风险评估而言，得到的结果不仅取决于数据，而且也取决于对数据解读和行业趋势预测的判断、技术变化的影响以及将来发生事故的可能性等。因而综合安全评估研究的结果就取决于相关数据的可用性和能够做出合理判断的合格分析人员。综合安全评估的质量与提供的数据以及使用的专业知识和数学模型相关。在收集和解读风险数据时会遇到很多困难。很多情况下会发现数据没有记录或无法用于综合安全评估。数学建模和计算机仿真是数据分析的替代方法。专家建议是统计数据的必要替代或补充。在进行此类工作时，有些经验丰富且相关专业背景良好的专家可能对以概率方式表达其判断并不熟悉。基于不完整信息的综合安全评估存在主观性，这是个比较严重的问题。需研究与海上风险分析相关的所需数据库和已有数据库，并制定和实施系统性收集额外数据的计划。

41.7　参考文献
References

[1] Amrozowicz, M.D., Brown, A., Golay, M. (1997), A Probabilistic Analysis of Tanker Groundings. ISOPE 1997, Honolulu, USA.

[2] Arima, T. et al (1997), Basic Investigation on Formal Safety Assessment –Risk Analysis of Fire in Ship Engine Rooms, Class NK Technical Bulletin.

[3] CCPS (1995), Chemical Transportation Risk Analysis, Center for Chemical Process Safety, American Institute of Chemical Engineers.

[4] Hessler, B.(1995), Training Ship′ s Crew for Effective Fire Fighting and Emergency Incident Command, The Institute of Marine Engineers, May, 1995.

[5] IACS (1999), Draft Guidance on Human Reliability Analysis (HRA) within the Formal Safety Assessment, IMO MSC 71/Wp.15/Add.1.

[6] IMO (1997), MSC/Circ. 829 & MEPC/Circ. 335, Interim Guidelines pn the Ap–

plication of Formal Safety Assessment (FSA) to the IMO Rule–Making Process" , International Maritime Organization.

[7] Kristiansen, S. (1995), An Approach to Systematic Learning from Accidents, The Institute of Marine Engineers.

[8] Marine Accident Investigation Branch (1993), Report of the Chief Inspector of Marine Accidents into the Engine Failure and Subsequent Grounding of the Motor Tanker BRAER at Garths Ness, Shetland, Southampton, UK.

[9] NK (1994), Engine Room Fire, Guidance to Fire Prevention, Nippon Kaiji Kyokai (Class NK).

[10] Palsson, I., Swenson, G. (1996), Formal Safety Assessment – Introduction of Modern Risk Assessment into Shipping. Report: 7594, Swedish National Maritime Administration, SSPA Maritime Consulting.

[11] Romer, H., Brockhoff, L., Haastrup, P. and Styhr Petersen, H.J. (1993), Marine Transport of Dangerous Goods, Risk Assessment based on Historical Accident Data, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Vol. 6(4).

[12] Sirkar, J., Ameer, P., Brown, A., Goss, P., Michel, K., Nicastro, F. and Willis, W. (1997), A Framework for Assessing the Environmental Performance of Tankers in Accidental Groundings and Collisions, Transactions of SNAME.

[13] Skjong, R., Vivalda, C. (1998), Use of Risk Assessment within the Maritime Industry. EU RORO, MARIN, Wageningen, The Netherlands.

[14] USCG (1992), The Marine Casualty Information Reporting Systems (CASMAIN), 1981–1991, The U.S. Coat Guard.

[15] Wennick, C.J. (1993), Collision and Grounding Risk Analysis for Ships Navigating in Confined Waters, Journal of Navigation, Vol. 45 (1), pp. 80–91.

[16] Yoshida, K. et al (2000), Risk Assessment, Proceedings of ISSC–2000, Nagasaki, Japan.

第42章 油田开发的经济风险评估

Economic Risk Assessment for Field Development

42.1 简介 Introduction

42.1.1 油田开发阶段 Field Development Phases

离岸油田开发项目通常有四个主要阶段，即勘探、开发、作业和退役。开发阶段（主要为前三个阶段）及其主要工作、持续时间和各阶段的详细成本如图42.1所示。

勘探阶段始于获得油田开发许可后。如果根据勘测钻井结果发现了一个油气田，那么就需对其进行概念筛选和可行性研究，确定技术可行性和商业最优性方案。开发和作业计划（PDO）得到有关当局审批后勘探阶段结束。

开发阶段始于概念工程，概念工程基于开发和作业计划所提供的建议。然后确定油田开发的最终目标以及经营理念、安全和环境项目等，并系统性地开发整个项目：工程、采购、建造和安装。在此阶段，如果建议预钻井，则可开始钻生产井。

作业阶段一般延续20年。开始时产量不断增加并达到最大，随后逐渐下降。在此阶段，根据更新的油气藏信息可通过油藏工程继续增加产量。油田寿命的最后阶段是退役阶段，平台被弃用并从现场拆除。

42.1.2 经济评估的背景 Background of Economic Evaluation

经济评估贯穿于油田开发项目的整个生命周期。净现值（NPV）和内部收益率（IRR）是两个最基本的决策标准。近来，生命周期成本（LCC）标准常常被用于决策，实际上生命周期成本就源自净现值。

时间	勘探		开发				作业		
授予许可 1									
2									
3	地质和地球物理								
4		油井勘探和评估							
5									
6									
7			油藏工程和仿真	开发运输安装					
8					地球物理	钻生产井			
9									
10							提高产量		
11									
12									
13									
14							油藏工程（继续）	最大产量	
15									
16									
17									
18									
19									
20									
21									
22							（继续）		下降
23									
24									
25									
26									
…									
退役									
技术成本的比例	10%~20%		40%~60%				20%~50%		

图 42.1　油田开发阶段

在勘探前或勘探过程中，经济评估主要用于评定该项目所需投资是否能产生足够的收益。勘探决定就像一场大赌局：或许会发现一个大油田，或者完全相反，根本没有发现任何油气。但如果勘探成功，勘探成本与油田开发的总成本相比是相对较低的。在勘探过程中，每个阶段均需反复进行经济评估，根据其结果可最终决定是否为所发现的油气藏投资开发。在此阶段推荐采用净现值（NPV）或内部收益率（IRR）的经典经济评估方法。净现值和内部收益率的定义可参见附录A。

一旦项目获批，在开发和作业阶段前推荐使用生命周期成本（LCC）法。在生命周期成本模型中，需考虑与决策相关的所有经济影响以及对运营公司的影响。例如使用生命周期成本模型，生产设施的总成本可表达为以下成本要素之和（NORSOK O-CR-0002）：

- 资本成本（CAPEX）；
- 运营成本（OPEX），包括作业成本和维护成本；
- 延期生产成本。

设施的初始投资费用不是决策的唯一标准，相反，生命周期成本最小的设计概念才是最优设计概念。

42.1.3 量化经济风险评估 Quantitative Economic Risk Assessment

油田开发项目涉及的经济风险会发生变化，可包括：①技术风险（最终会产生经济影响）；②商业风险（主要与成本和收入变量相关）；③潜在的自然灾害等。不确定性包括：①油气藏信息，例如产出剖面和可采油气；②成本参数，例如制造、运输、安装、作业以及维护成本；③金融变量，例如利率和油价等。因而需进行系统性经济风险评估，以评定与整个油田开发项目相关的风险和不确定性的影响，并为决策提供必要的支持。

经济风险评估可采用概率分析工具来处理已有的不确定并以定量方式评估风险，因而可以提供失效事件的概率以及每种不确定性的重要性系数和敏感性系数。与传统确定性经济评估简单的“最好”和“最差”评估结果相比，经济风险评估的结果可为决策提供更好的支持，并且有助于减低油田开发项目的整体不确定性。

本章将介绍量化经济风险评估方法，对已经发表的各种经济风险研究予以概述，例如Skjong等（1988）、Bitner-Gregersen等（1992）、Cui等（1998）、Odland（1999）以及Bai等（1999）等，并提出5个主要步骤：

（1）确定需研究的油田开发阶段，如 42.1.1 节所述。

（2）确定开发阶段需做出的决策，例如开始勘探、与先前的生产概念进行比较、对不同的最终开发概念予以评估以及作业和维护策略等。

（3）定义决策标准并确定极限状态函数，例如通过设定特定目标净现值或内部收益率值，或者最小化生命周期成本。

（4）通过获取极限状态函数中每个参数的统计数据并计算失效概率来为经济风险建模，仿真方法和分析可靠性方法均可使用。极限状态函数中的参数可分为成本变量和收入变量，并通过统计分布或确定性数值予以表达。

（5）进行敏感性研究并提出降低经济风险和不确定性的措施以改进决策过程。

42.2　决策标准和极限状态函数 Decision Criteria and Limit State Functions

42.2.1　决策与决策标准 Decision and Decision Criteria

离岸油田开发项目的不同阶段涉及各种决策和决策标准，以下分别为勘探、开发和作业阶段的 3 个例子。

（1）现在应该开发油田吗?

开发项目的收益是否至少与其他投资机会相同? 就利用资源（例如采油率、天然气利用、安全和环境）而言，能否接受在现有技术基础上进行开发? 建造基础设施的时机是否合适? 内部收益率和净现值适用于此阶段。

（2）如果油田可以开发，那么应该如何开发?

不同的油田开发概念或许都是可行的。生产价值、资本成本、运营成本以及各阶段的收入和成本均应以实际且平衡的角度予以考虑。该阶段最合适的标准是净现值。

（3）项目应该如何实施?

对于逐日进行的项目（包括选择承包商的设备和服务），所用标准必须易于与决策后果关联。生命周期成本是适用于该阶段的标准。

42.2.2 极限状态函数
Limit State Functions

根据净现值或内部收益率能够确定概率分析中的极限状态函数。生命周期成本标准实际上源自净现值标准。

如果项目需达到一个特定的内部收益率，则极限状态函数可表达为

$$G(X)=\sum_{n=6}^{30}\frac{I_n(X)}{(1+irr)^{n-1}}-\sum_{n=1}^{30}\frac{C_n(X)}{(1+irr)^{n-1}} \tag{42.1}$$

式（42.1）所考虑的总期限为 30 年。

式中：

I_n为第 n 年的收入； （42.2）

C_n为第 n 年的成本，I_n和C_n均为输入变量（基本变量）的函数，在公式中输入变量表达为 X;

函数 $G(X)$ 为负值表明内部收益率小于 irr。

与上式类似，基于净现值决策标准的极限状态函数可表达为

$$G(X)=\sum_{n=6}^{30}\frac{I_n(X)}{(1+irr)^{n-1}}-\sum_{n=1}^{30}\frac{C_n(X)}{(1+irr)^{n-1}}-npv$$

对于该公式，如果净现值小于企业收益率 irr，则函数 $G(X)$ 为负值。

42.3 经济风险建模
Economic Risk Modeling

成本变量与设计、建造、安装以及作业（包括维护）成本相关，而收入变量则与油气藏规模和特征、油气价格、货币波动、通货膨胀、利率变化以及税收政策相关。因而对收入变量和成本变量的不确定性进行建模是经济风险建模的核心。

以下将选择一个处于开发作业阶段的典型北海油气田项目作为代表性案例，用于说明经济风险建模。该案例在 Bitner-Gregersen 等（1992）的基础上进行了修改。列出的数据仅用于说明，对于所考虑的实际项目需有针对性地予以更新。假定油田在 5 年建造和安装期后可以生产 25 年。决策标准基于内部收益率或净现值，极限状态函数根据式（42.1）和（42.2）定义。以下章节将介绍成本变量、收入变量及其不确定性的建模。

42.3.1　成本变量建模 Cost Variable Modeling

开发和作业阶段的成本可概述如下（Odland, 1999）：

（1）设施成本：

- 上部结构；
- 基础结构；
- 油井 / 立管系统；
- 输入 / 输出系统；
- 项目管理和保险。

（2）钻井成本：

- 平台油井；
- 预钻井。

（3）作业和维护成本：

- 人员和给养；
- 油井维护；
- 后勤；
- 陆上组织和保险；

1. 设施和钻井成本

与设施有关的成本主要产生在平台设计、建造和安装阶段。各成本中心均包含一个基本值 B_i 和若干个影响成本的变量。例如基盘材料成本为基盘重量与基盘材料单位重量成本之积。为了确定成本变量的不确定性，分析人员需对系数进行评估并乘以最优估算值以得到变量的 10%，25%，50%，75% 和 90% 分位值。因而对于所有成本变量均使用对数正态分布，并通过将分布与数据点进行最小二乘拟合来确定分布参数。

某些成本变量的成本中心多于一个。例如，如果材料数量超过基本估算值，则焊接材料的工时数也会超出基本估算值。这种相关性需予以适当考虑，可以根据不同成本变量和现有数据经验之间的相互关系确定相关系数，并按照计划安排得到所有成本随时间的分布情况。

2. 作业和维护成本

生产阶段生产、处理和运输所产生的额外成本如前所述，这些成本可按产品划分，例如油、气和液化天然气（LNG）。

42.3.2 收入变量建模 Income Variable Modeling

收入变量可分为以下三类：

- 油气藏规模和产出剖面；
- 油气价格；
- 税率、通货膨胀和利率。

1. 油气藏规模和产出剖面

在决定开始建造平台时，总可采量、达到最大产量所需的时间以及产出剖面均存在较大的不确定性。不确定性取决于地质特性、地球物理勘探程度和勘探井数量。可以采用解析表达式对产量随时间变化的情况进行建模（Skjong, 1988）：

$$V(t)=\frac{V_{\text{tot}}b^{ab+1}}{\Gamma(ab+1)}t^{ab}\exp(-bt) \tag{42.3}$$

式中：

$V(t)$ 为 t 时刻的产量；

V_{tot} 为总可采量；

a 和 b 为描述产出剖面的参数；

Γ为伽玛函数。

令 V_{tot} 为随机变量，可以对总可采量的不确定性进行建模。令 a 和 b 为随机变量，可以对达到最大产量所需时间及产出剖面的不确定性进行建模。

2. 油、气和液化天然气价格

油、气和液化天然气长期价格（5~30 年）的不确定性显然极大。本文采用简化模型，假定 5 年后的平均油价为每桶 23 美元，在此期间会随着通货膨胀而变化，

并采用变化系数为 20% 的对数正态分布来描述每年价格的随机变化情况。因而油价低于每桶 17.5 美元的概率为 10%，油价高于每桶 29.4 美元的概率也为 10%。

某一年的油价可能与下一年的油价相关性较大，但相关性在未来几年会变小。这种情况的建模方法是连续两年的相关性取 0.7。

3. 税率、通货膨胀和利率

假定净利润的税率为 50.8%，石油公司附加税为净利润的 30% ~ 85%。资产税为 0.5% 且折旧期为 6 年，从投资的第一年开始计算。合并和未合并两种情况的结果均需考虑，对于合并情况，因为公司将亏损用于其他地方并记入项目，所以无法减税。

通货膨胀率假定保持 6% 不变，项目资金计划包含 50% 权益资本和 50% 贷款，贷款利率假定保持 10% 不变。使资金模型更为实用并不困难，例如采用不同币种贷款，不同币种的汇率不确定性是不同的。

42.3.3　失效概率计算
Failure Probability Calculation

根据内部收益率或净现值标准确定极限状态函数后，即可通过 Monte Carlo 仿真或采用可靠性分析方法（一阶可靠性方法和二阶可靠性方法）计算极限状态函数得出负值的概率。仿真方法包含基本计算技术，经常用于验证通过分析方法得到的结果。

式（42.4）根据极限状态函数（或性能函数）$G(X)$，定义了预期或非预期事件的概率 P_E。如果极限状态函数得到负值，就说明未达到预期目标。

$$P_E = P(G(X) \leqslant 0) \tag{42.4}$$

与事件概率对应的可靠性指数 β_R 可定义为

$$\beta_R = -\Phi^{-1}(P_E) \tag{42.5}$$

式中：

Φ 为标准正态分布函数。概率分析方法也可处理必须同时满足几种标准的情况。

42.4 结果评估
Results Evaluation

42.4.1 重要性和省略系数
Importance and Omission Factors

重要性系数α_i表示一个变量的不确定性占总不确定性的比例。对于一阶可靠性分析，如果忽略变量 i 的不确定性并将其平均值（50% 分位值）作为确定性变量来替代该变量，则可靠性指数会因系数$1/\sqrt{1-\alpha_i^2}$（称为省略系数）而增加。此类重要性系数为选择哪些变量用于收集详细数据并降低整体不确定性提供了有用的指导。

不同不确定性源的重要性可由一阶可靠性方法得到。项目总体不确定性的三个主要影响因素是：设施（设计、建造和安装）和钻井（34.2%）、油气藏规模和产出剖面（41.8%）以及油价（20.3%）。尤其需要关注达到最大产量所需时间的重要性。这清楚表明项目的经济效益由工程、计划和质量控制决定。通过假定模型还可以发现项目效益并不取决于油价不确定性。

下面以研究预钻井成本为例说明省略系数的使用。假定预钻井为固定价格合同（确定性值），对应于成本初始分布的 50%。这会使可靠性指数 β 通过系数$1/\sqrt{1-\alpha_{30}^2}$发生变化。对于内部收益率 irr=11.3%（10% 分位值，最不利情况）的合并内部收益率分析而言，可靠性指数的变化范围为 1.28 ~ 1.34，相应的失效概率为 9%。这说明如果预钻井为固定价格合同，则无法达到内部收益率为 11.3% 的概率可从 10% 降低至 9%。

42.4.2 敏感性系数
Sensitivity Factors

在决策过程中，以下问题经常被问及："改变这个参数会有什么影响？"可

采用敏感性系数来回答这个问题，此类系数能反映输入参数 q 增加 Δq 时事件概率的变化情况（通过可靠性指数的变化），无论输入参数是统计分布参数还是确定性参数。

上述分析已表明达到最大产量所需时间对于项目的最终效益至关重要。以下通过合并内部收益率分析来说明变量敏感性系数的使用。分析所用的内部收益率 irr=11.3%，对应于 10% 分位值。根据一阶可靠性分析，当达到最大产量的平均时间从 2.5 年变化至 1.5 年时，可靠性指数的变化情况为

$$\beta_{\mathrm{new}} = \beta_{\mathrm{old}} + \left(\frac{\mathrm{d}\beta}{\mathrm{d}\mu_{62}}\right)\Delta\mu = 1.28 + (-0.15)(-1.0) = 1.43 \tag{42.6}$$

相应的失效概率为 0.076，即无法达到内部收益率为 11.3% 的概率从 10% 降低至 7.6%。

就达到最大产量所需的时间而言，还可对降低其不确定性的影响进行研究。如果标准偏差从 1.5 年降低至 0.5 年，则可靠性指数的变化情况为

$$\beta_{\mathrm{new}} = \beta_{\mathrm{old}} + \left(\frac{\mathrm{d}\beta}{\mathrm{d}\sigma_{62}}\right)\Delta\sigma_{62} = 1.28 + (-0.044)(-1.0) = 1.32 \tag{42.7}$$

相应的失效概率为 0.093，即无法达到内部收益率为 11.3% 的概率从 10% 降低至 9.3%。

42.4.3　偶然性系数
Contingency Factors

在一阶可靠性和二阶可靠性分析中可以得到设计点 X^*，在无法满足性能函数的情况下能够给出可能性最大的输入参数值：

$$X_i^* = F_{Xi}^{-1}\left(\Phi\left(\beta_{\mathrm{R}} a_i\right)\right) \tag{42.8}$$

式中：

F_{Xi}（·）为 X_i 的分布函数；

a_i为设计点坐标的输出值；

不同变量的偶然性系数为设计点值与平均值（或其他预先选定的基本值）之比。

偶然性系数取决于概率水平，即发生预期事件的置信水平。在传统确定性分

析中，将基本值乘以偶然性系数来检验是否能达到预期性能，但无法通过严谨方法选择偶然性系数。概率分析能够针对预期置信水平为偶然性系数提供统一修正。

42.5 参考文献
References

[1] Bai, Y., Sørheim, M., Nødland, S. and Damsleth, P.A. (1999), LCC Modelling as a Decision Making Tool in Pipeline Design, OMAE'99.

[2] Cui, W., Mansour, A.E, Elsayed, T. and Wirsching, W. (1998), Reliability based Quality and Cost Optimisation of Unstiffened Plates in Ship Structures, Proc. of PRADS' 98, Edited by M.W. C. Oosterveld and S. G. Tan, Elsevier Science B.V

[3] Bitner-Gregersen, E.M., Lereim, J., Monnier, I., Skjong, R. (1992), Economic Risk Analysis of Offshore Projects, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vol. 114, August.

[4] Gudmestad, O.T. et al (1999), Basics of Offshore Petroleum Engineering and Development of Marine Facilities with Emphasis on Arctic Offshore, ISBN 5-7246-0100-1.

[5] Lereim, J. (1989), Uncertainty Modelling of Project Economy in the Light of Company Strategy, 13th International Expert Seminar on Integration of Projects into the Company Organization, April 1989, Switzerland.

[6] NTS (1996), NORSOK O-CR-0002, Norwegian Technology Standards Institution, (available from: www.nts.no/norsok).

[7] Odland, J. (1999), Lecture Note for 81063 - Development of Offshore Oil and Gas Fields, (Part 6: Cost, Economics and Decision Criteria), Dept. of Marine Structures, Norwegian University of Science and Technology.

[8] Park, C.S. and Sharp-Bette, G.P. (1990), Advanced Engineering Economics, John Wileys & Son, Inc.

[9] Skjong, R., Lereim, J. and Madsen, H.O., (1988), Economic Risk Analysis of Offshore Field Development Project, Proceedings of the 9th International Cost Engineering

Congress, Norway.

附录 A：净现值和内部收益率

关于工程经济的更多信息，可参考 Park 和 Sharp–Bette（1990）的概述以及 Gudemestad 等（1999）关于离岸油田开发应用的介绍。离岸油田开发项目在决策时经常使用的盈利标准是净现值（*NPV*），需在同一时间点（当天）比较现金的流入量和流出量。内部收益率（*irr*）也可以使用。如果一个投资项目的内部收益率超过所需的贴现率，即资本成本，则该项目就是有收益的。

符号说明：

n 为不连续复利期内的时间段；

i 为市场利率或机会利率；

C_0 为 0 时刻的初始投资，为正数；

C_n 为时间段 n 结束时的支出，$C_n \geqslant 0$;

I_n 为时间段 n 结束时的收益，$I_n \geqslant 0$;

N 为项目期限；

F_n= 时间段 n 结束时的现金流量净额（$F_n=I_n - C_n$；如果 $I_n \geqslant C_n$，则 $F_n \geqslant 0$; 如果 $I_n < C_n$，则 $F_n < 0$）。

净现值（*NPV*）

假定项目在每个时间段 n 结束时都产生现金收入 I_n，则在项目期限内现金收入的现值 I 可表达为

$$I = \sum_{n=0}^{N} \frac{I_n}{(1+i)^n} \tag{A.1}$$

假定在每个时间段结束时现金支出为C_n（包括项目的初始投资 C_0），则现金支出的现值 C 可表达为

$$C = \sum_{n=0}^{N} \frac{C_n}{(1+i)^n} \tag{A.2}$$

项目的净现值 [以 $NPV(i)$ 表示] 可定义为 I 与 C 之差，即

$$NPV(i) = \sum_{n=0}^{N} \frac{I_n - C_n}{(1+i)^n} = \sum_{n=0}^{N} \frac{F_n}{(1+i)^n} \tag{A.3}$$

项目的净现值为正表示有正盈余，如果资金充足就应采纳这个项目。项目的净现值为负就应拒绝该项目，因为以市场利率 i 投资其他项目或在市场以外进行投资会更好。

内部收益率（irr）

内部收益率与净现值类似，是另外一种时间折扣投资方法。项目的内部收益率定义为使所有现金流量的净现值为 0 时的利率。项目内部收益率的数学定义为

$$NPV(irr) = \sum_{n=0}^{N} \frac{F_n}{(1+irr)^n} = 0 \tag{A.4}$$

注意式（A.4）是 irr 的多项式函数。通常无法直接求解此类函数，除非项目期包含的时间段为四个或更少。因而经常使用两种逼近方法来求解多项式，一种采用迭代方法（试错法），另外一种采用牛顿逼近法。

第 43 章　人因可靠性评估

Human Reliability Assessment

43.1 引言 Introduction

人因可靠性分析在人机系统的整体可靠性分析中有着至关重要的作用。如博帕尔（Bhopal）、三里岛、切尔诺贝利和派普 – 阿尔法（Piper Alpha）灾难之类的事故，皆系人为失误的实例，其说明了会带来何等灾难性的后果。根据 Moore（1994）的研究，在所有与海洋相关的灾难性事故中，约有 65% 是操作过程中人为错误结合组织错误所致。因此在风险评估中，明确需要对源自于人为错误的风险进行正确评估，并找到办法以减少此类人为影响所致的系统漏洞。其实现可借助于人因可靠性分析法（HRA）。HRA 法可应用于诸多领域，例如设计、制造、安装和操作等。

有关人因的早期研究均源自于核能工业，Swain （1989）已对此进行概述。其成果曾被用于改进化工行业的人员表现（Lorenzo, 1990）。Lorenzo （1990）图解说明了类似错误情景的实例，并建议采用改进人员表现的策略以及开发人因可靠性分析技术。这两本书籍均已详细列出已发表的相关出版物。

就离岸工业而言，Bea （1994, 1995）曾研究了人为错误在海洋结构物的设计、制造和可靠性分析中的相关作用。相关领域的更多信息敬请参见近期的出版物 Bea （2001, 2002）。人为和组织因素也被认为是 IMO （1997）和 IACS（1999）为航运业所采用的综合安全评估的重要组成部分。

本章所述内容为 HRA 法的一般原理（Kirwan, 1994）以及在离岸工业的特定应用（Bea, 2001, 2002）。HRA 法有三个原则性步骤：人为错误识别（识别会发生何种错误）、人为错误量化（确定错误会如何发生）以及减少人为错误（减少发生错误的可能性），如图 43.1 所示。

以下章节首先对 HRA 过程进行概述。然后，对每一个主要步骤进行论述，其着重点在于如何识别、评估和减少人为错误。

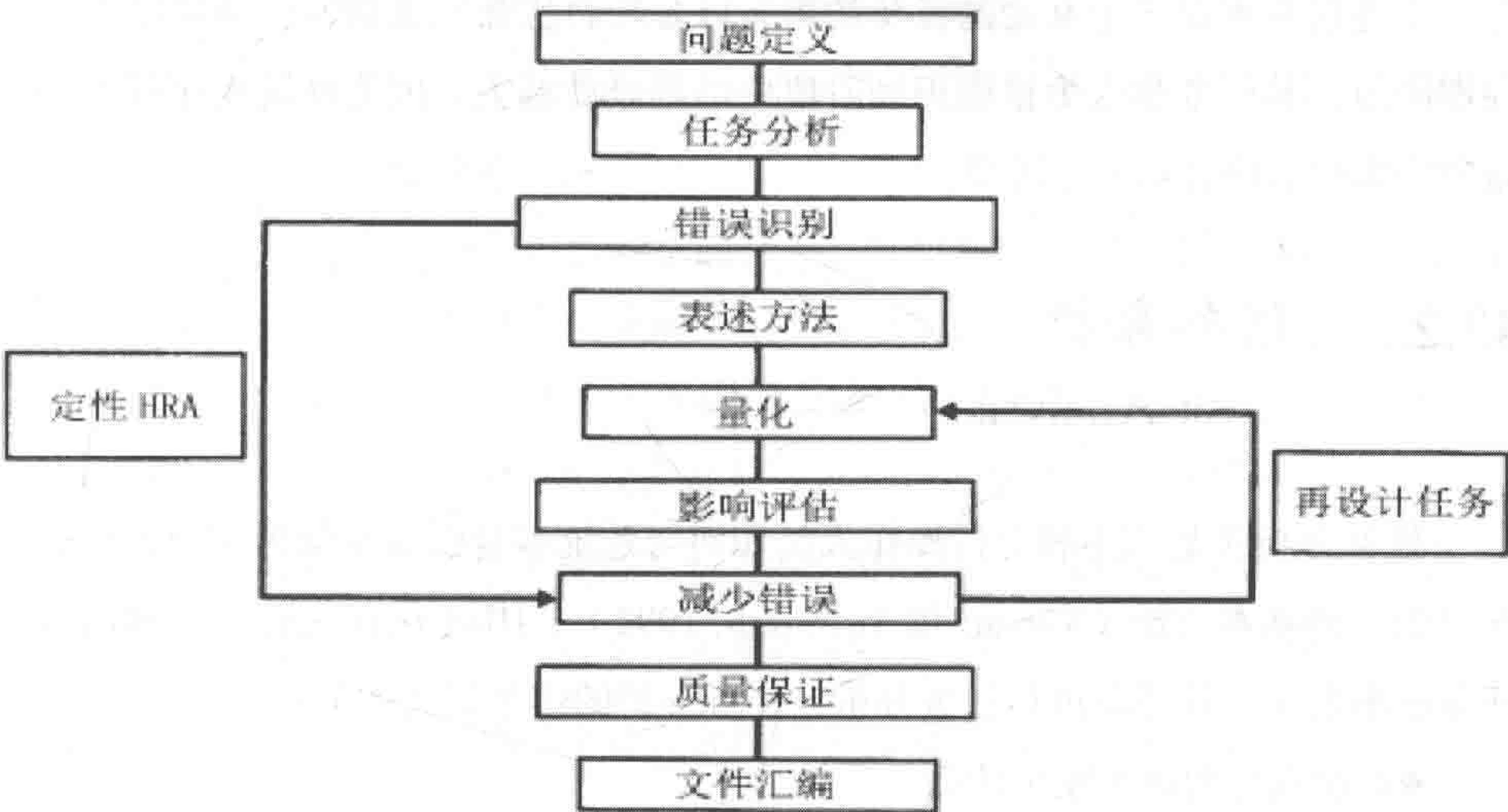


图 43.1　HRA 过程（Kirwan, 1994）

43.2　人为错误识别
Human Error Identification

43.2.1　问题定义
Problem Definition

HRA 问题定义的本质在于设定分析的范围，确定何种人际互动类型需予以应对，以及找到实施 HRA 法的现有约束条件。

在 HRA 研究中，会出现五种常见的人际互动类型。最为常见的一类是对系统要求的人为响应，其通常表现为某些系统失效的结果。此类人际互动已成为许多风险研究的重点，因为相关事件通常发生在系统最明确依赖于人因可靠性才能达到安全状态的地方。HRA 分析师亦会考虑到其他的 4 种类型：①维护与测试错误；②与人为错误相关的引发原因；③ 响应失效；④ 最后的恢复行动和缓解策略。

资金、专门知识、前期研究和软件方面的可用资源将对 HRA 法起到约束作用。

另一个与这些资源产生互动的重要约束条件是项目生命周期阶段。越早进入生命周期阶段，其任务和人为错误识别阶段中的困难就越大，因为涉及操作任务和设备的许多细节内容均为不可知。

43.2.2 任务分析 Task Analysis

任务分析法是描述和分析操作人员如何与系统本身以及系统内其他人员进行互动的一种基本方法（Kirwan 和 Ainsworth, 1992）。HRA 法首先必须对如何执行任务给出定义，其要求进行任务分析：任务分析的模型定义如下：

●正确执行期间会发生什么；

●然后需采用何种基础性 HRA 技术，以识别出任务执行期间的不同步骤上会发生何种错误；

●此类错误的发生可能性；

●该项任务是否具有充分的安全性（定量或定性）。

HRA 法的任务分析主要有两个阶段：数据采集和任务表述。数据一旦采集并核实完毕，就必须对该项任务进行正式说明和表述，以说明正确执行期间会发生什么。

43.2.3 人为错误识别 Human Error Identification

Reason（1990）将人为错误分为 3 个等级：

●疏忽与失误——如按错按钮或忘记长流程中的一个步骤。这是最可预测的错误，其特征通常是人员表现未精准到位。此类错误等级的特点是意向正确，但执行错误；

●误解——如操作人员误解正在发生什么。其特点是意向不正确，导致采取错误行动；

●违规行为——此类错误涉及某些背离规则和程序的类型，其结果形成产生风险的因素。一般有三种基本类型。第一是违反常规，例如采用某个程序的“违法”

快捷方式或便捷操作。第二是情境违规，即在某种情况下实际执行任务的唯一方式，例如人员短缺。第三是极端违规，例如有些人会设法测试系统偏离正常操作的限度或者禁用安全互锁等。

应予注意，有一类虽然仍有待正确分类，但却会影响到一个组织且层级更高。这类与管理相关的错误会对安全级别产生严重影响，是后续研究的主要动因。

以下列出了一些知名的人为错误识别方法（Kirwan and Ainsworth, 1992）：

HUMAN HAZOP	人为错误危险与可操作性研究（Kletz, 1974）；
SRK MODEL	基于技能、规则和知识的方法（Rasmussen 等 , 1981）；
THERP	人为错误率预测技术（Swain 和 Guttmann, 1983）；
SHERPA	系统性人为错误减少和预测方法（Embrey, 1986）；
GEMS	通用错误建模系统（Reason, 1987, 1990）；
HRMS	人因可靠性管理系统（Kirwan, 1990）。

但是，没有一种技术能够涵盖一个系统中所有潜在的人为错误。反而仅有几种工具可处理特殊类型的潜在人为错误。值得引起注意，即借助于上述人为错误识别（HEI）技术已充分识别出各种疏忽与失误，而其他方面的人为因素（特别是误解和违规行为）则不行。为此明显需要采用新的方法，借以专门应对认知错误以及完成此类方法的核实与测试工作。

43.2.4　表述方法
Representation

相关的表述方法须以可量化的逻辑格式，将已识别的人为作用因素与其他相关作用因素（硬件、软件和环境）的风险相融合。该表述方法允许对系统的整体风险水平进行精确评估，并使 HRA 分析师了解第 43.3.2 节所述的相关的人为作用因素。

在表述方法中需考虑到两个基本问题。第一个问题是表述方法的格式，通常是两种使用格式，也即故障树和事件树。第二个是有关表述方法中的分解层级问题，也即停止将人为错误的原因进行更详细的分解。

43.3 人为错误分析
Human Error Analysis

43.3.1 人为错误量化
Human Error Quantification

潜在的人为错误一旦得以表述，下一步就是量化相关人为错误的可能性。人为错误概率（*HEP*）定义如下：

$$HEP=\frac{\text{已发生错误的数量}}{\text{发生错误的概率数}}$$

实际上，人为错误概率数据很少有文字记录，其原因在于难于估算现实中复杂任务的错误事件数以及不愿意发表不良表现的数据。

因此，人为错误量化技术依赖于专家判断或者数据与心理模型的组合，后者可评价主要因素对人为表现的影响。人为错误量化方面的主要技术如下（Kirwan 1994）：

APJ　　绝对概率判断（Seaver 和 Stillwell, 1983）；

THERP　　人为错误率预测技术（Swain 和 Guttmann, 1983）；

SLIM–MAUD　采用多属性效用分解的成功可能性指数法（Embrey 等，1984）；

HEART　　人为错误评估与减少技术（Williams, 1986）。

在表述人为错误并量化其频率时，人为错误依存关系也是一个重要问题。例如，对首次警报的响应以及对第二次警报的响应，其中显而易见的是，如果两次行动均与同一个操作人员相关，那么与每一次事件相关的错误就不可能彼此独立。这一层级的依存关系可采用条件概率进行处理。

43.3.2 影响评估
Impact Assessment

人为错误概率（HEP）一旦得以量化并指派给故障树中的不同事件，就可以

数学方式来评价整个系统的风险水平，也即计算出顶事件（事故）频率。也即在这一点上确定个别人为错误对事故频率的相对作用以及整体人为错误对事故频率的作用。例如通过故障树割集分析可予实现。

然后将计算得出的故障频率与预定义故障标准进行比较。若频率与标准不符，则须识别出对故障频率产生显著影响的个体事件（人因、硬件、软件或环境，或者任何形式的组合）。这就是必须关注高影响事件以降低风险。然后相应地重新计算风险水平，直至达到所要求的可接受风险水平，或者直至风险水平为最低合理可行（ALARP 原则）即可。在实践中，这是一个迭代过程。

43.4　减少人为错误 Human Error Reduction

43.4.1　减少错误 Error Reduction

如果人为错误对系统风险水平的影响具有显著性，则需实施人为错误减少法，或者即便已达到目标风险标准，亦可期望改进系统的安全级别。有多种可减少错误的方法（Kirwan, 1994）可供使用：

- 减小后果；
- 阻断错误路径；
- 强化错误校正；

在实践中，HRA 分析师通常会明显关注于强化错误校正法，因为这种技术易于实施，例如稍微修正程序或团队培训即可。甚至在风险水平处在被认可的情况下，也建议采用本法。

43.4.2　文件汇编和质量保证 Documentation and Quality Assurance

在这一 HRA 的最后阶段，须对所作出的假定、所采用的方法以及所得出的

结果进行文件汇编。即将运行该系统的项目团队须明确经由 HRA 团队做出的所有假定。另外，评估内容应以文件形式完整地交由操作人员使用，其使用期限应延续系统本身的整个生命周期，而不是在急需使用时文件却仅仅被存放在档案馆内。

HRA 方法中的质量保证（QA）包括确保已实现的 HRA 质量（也即已在项目范围内无错误地达成了目标），以及确保人为错误减少措施的有效性并发挥错误减少潜力。

43.5 工效学应用于海洋系统设计 Ergonomics Applied to Design of Marine Systems

近年来，人们关注于设备设计中的人类工效学和噪声控制，至于工作场所，则专注于通过减少人的疲劳和不舒适性而使设计所致的人为错误最少发生并使生产率最大化。ASTM（1988, 1995）于 1988 年发布了“船用系统、设备和设施的人因工程设计标准准则”，并在 1995 年进行了更新。油气业在设计离岸结构中已采用 ASTM 标准。

ABS（1998）发布了“有关人类工效学应用于船用系统的指导性说明”，其涵盖了下述议题：

- 警报、显示器、控制执行器及其集成；
- 阀门安装高度和方向；
- 板格、管系 / 电气系统、部件 / 危害识别的标识；
- 楼梯、直梯、步行道和平台；
- 居住空间、通风、温度、湿度、噪声、照明；
- 人类工效学在设计中的应用。

“指导性说明”建议在设计中应用人类工效学时需采用 4 个步骤：

（1）第一步是定义一个人操作设备 / 系统的任务是什么。例如，是要求人站着还是坐着进行操作？人是否必须获取所显示的可视信息并与他人沟通以完

成任务？

（2）第二步是识别出设备 / 系统的用户是谁，并考虑到身高的区别以及性别、种族和民族方面其他的身体区别。一般而言，一种设计的对象是 5% 至 95% 的人。

（3）第三步是确定环境因素，如温度和噪声。

（4）第四步是确定最差情形的运行组合，例如极端温度和噪声。

这个 4 步骤过程的目的在于设计出合适的外形、大小、安排、布局、标签、色彩等，以便操作人员可安全有效地执行第一步所定义的任务。

43.6　质量保证和质量控制（QA/QC）
Quality Assurance and Quality Control (QA/QC)

质量保证（QA）是被设计用于确保维系可接受质量水平的实践与方法。而质量控制（QC）则与质量保证实践与方法的实施和核实相关联。

作为有关质量的一般参考文献，可参见 Bergman 和 Kjefsjo （1994）。该书论述了在商业环境中得以幸存的质量重要性以及为满足客户预期而如何控制设计和生产阶段的质量。其以论述形式对领导力可如何影响过程并持续改进质量做出了总结。

Bea 等（1997）综合论述了 QA/QC策略及其在导管架结构中的应用，以及离岸结构的运行安全和检测与维修服务。同时也为所建议的安全与质量信息系统概述了国际安全管理（ISM）规则。

QA/QC 方法包括：

●在活动之前落到实处（预防）；

●在活动期间（自查、团队成员检查以及由活动监管者进行核实）；

●在活动之后（检查）；

●在制造之后（测试）；

●在海洋结构物投入运行之后（检测）。

正如下节即将阐述的那样，QA/QC 方法是减少人为错误过程中的重要组成部分。

43.7 离岸结构的人为因素和组织因素 Human & Organizational Factors in Offshore Structures

43.7.1 概述 General

Bea（2001, 2002）曾把离岸结构系统定义为六个主要的互动部分，并识别出相关的障碍：

●运行团队：直接从事系统的设计、制造、运行、维护和退役等相关工作的人员。运行障碍的唯一主导因素就是沟通。其他障碍包括故意侵犯、无知、不适应相关活动或未经训练、过度疲劳 / 压力过大或误解；

●组织：影响到操作人员如何实施运行并为运行提供资源的群体。组织障碍包括无效沟通、不恰当的目标与激励措施等；

●程序与软件：无论是正式的还是非正式的，书面的还是口头的实践知识，均必须在运行过程中加以遵循。不精准的和不正确的程序、软件及其汇编文件均有可能导致人为错误；

●硬件 / 设备：实施运行所需面对的结构物和设备。不良设计的结构物和设备难以施工、运行和维护，可能会导致人为错误；

●环境：风力、温度、照明、通风、噪声、运动和社会因素（例如，价值观、信仰、品行）都会对运行团队和组织的行为特征产生明显的影响；

●界面：前述内容相互之间。

离岸结构系统则以下述两类标准进行衡量：

●质量：为适用性、安全性、耐久性和兼容性的组合；

●可靠性：从设计阶段至退役时保持可接受质量的可能性。

质量管理系统有三方面内容：

●质量管理程序：规定质量管理相关要求与程序的汇编文件；

●评估人：系统所属人员（运行人员、经理、工程师、监管人员）以及非常熟悉系统和运行情况的顾问人员；

●评价：质量评估团队为每一部分所签发的等级（正常、最佳、最差等）以及改进建议。

启动质量管理系统，以降低发生障碍的可能性和后果严重性，并强化障碍检测与校正。可采用下述工具进行系统风险分析，以确定人为因素和组织因素的特征及其对系统行为的影响：

● HazOp（危险可操作性）和 FMEA（失效模式与影响分析）等；

●概率风险分析；

●定量风险评估；

●结构可靠性评估。

43.7.2　在设计中减少人为错误和组织错误 Reducing Human & Organizational Errors in Design

为确保离岸结构物的设计质量，有三种风险管理方法可供使用：

●主动型：减少障碍的发生率；

●反应型：强化检测与校正；

●互动型：减小障碍的发生与影响。

一些方法可应用于减少人为错误：

●组织变革：①在以管理追求更大生产率和效率的同时避免对质量和可靠性保证进行妥协；②预防因公司缩减规模而损失公司记忆库，因为这是导致许多结构失效的原因所在；③确立积极改进人员表现的政策（例如，奖励自我改进和取得成绩的人员）；④发展安全文化；

●改进运行团队的表现：①进行人员训练，以避免出现会导致系统失效的误解和沟通错误；②采取 QA/QC 措施，以预防出现错误，检测错误并予纠正。自查、独立检查和第三方检查均有助于 QA/QC；

●硬件 / 设备变更：① 提供与人的基本能力相兼容的设备（例如，从合理距离即可辨别的标签）；② 消除犯人为错误的机会（例如，可简化控制和显示）；

●程序改进和软件核实：① 确保采用现有的精准程序；②消除程序和指南中固有的错误；③避免采用有效性范围以外的指南；④由第三方测试软件；

●环境变更：营造与操作人员的身体要求相适应的环境（温度适宜、照明柔和、

噪声受限）。

43.8 参考文献 References

[1] ABS (1998), Guidance Notes on the Application of Ergonomics to Marine Systems, American Bureau of Shipping, January.

[2] ASTM (1988, 1995) ASTM F1166-95a: Standard Practice for Human Engineering Design for Marine Systems, Equipment and facilities, American Society of Testing and Materials.

[3] Basra, G. and Kirwan, B. (1996), Collection of Offshore Human Error Data. OTO Report 95-037, HSE books.

[4] Bea, R.G. (1994), The Role of Human Error in Design, Construction and Reliability of Marine Structures, Ship Structures Committee, SSC-378.

[5] Bea, R.G. (1995), Quality, Reliability, Human and Organization Factors in Design of Marine Structures, OMAE-1995.

[6] Bea, R.G. et al (1997), Quality Assurance for Marine Structures, Report of Specialist Panel V.1, the International Congress of Ship and Offshore Structures.

[7] Bea, R.G., (2001), Human Factors and Risk Management of Offshore Structures, Proceedings of the International PEP-IMP Symposium on Risk and Reliability Assessment for Offshore Structures, Mexico City, Dec. 3-4, 2001.

[8] Bea, R.G. (2002), Human & Organizational Factors in Design and Operation of Deepwater Structures, OTC 14293.

[9] Bergman, B. and Klefsjo, V. (1994),Quality - from Customer Needs to Customer Satisfaction, Studentlitteratur, ISBN 91-44-46331-6.

[10] Cacciabue, C., et al (1989), COSIMO: A Cognitive Simulation Model in Blackboard Architecture: Synergism of AI and Psychology. In the Proceedings of the Cognitive Science Approaches to Process Control Conference, Italy.

[11] IACS (1999), Draft Guidance on Human Reliability Analysis (HRA) within the

Formal Safety Assessment, IMO MSC 71/Wp.15/Add.1.

[12] IMO (1997), MSC/Circ. 829 & MEPC/Circ. 335, Interim Guidelines pn the Application of Formal Safety Assessment (FSA) to the IMO Rule-Making Process, International Maritime Organization.

[13] Lorenzo, D.K., (1990), A Manager's Guide to Reducing Human Errors - Improving Human Performance in the Chemical Industry, Chemical Manufacturers Association.

[14] Moore, W.H. (1994), The Grounding of Exxon Valdez: An Examination of the Human and Organizational Factors, Marine Technology, Vol.31, No.1, Jan. 1994, pp. 41-51.

[15] Kirwan, B. and Ainsworth, L. K. (1992), A Guide to Task Analysis, Taylor & Francis, UK

[16] Kirwan, B. (1994), A Guide to Practical Human Reliability Assessment, Taylor & Francis, UK

[17] Kletz, T. (1974), HAZOP and HAZAN - Notes on the Identification and Assessment of Hazards, Institute of Chemical Engineers.

[18] Rasmussen, J., Pedersen, O. M., Carnino, A., Griffon, M., Mancini, C., and Gagnolet, P. (1981), Classification System for Reporting Events Involving Human Malfunctions, Report Riso-M-2240, DK-4000, Riso National Laboratories, Denmark

[19] Reason, J. (1990), Human Error, Cambridge University Press, UK

[20] Reason, J. (1997), Managing the Risks of Organizational Accidents, Ashgate, UK

[21] Swain, A. D. (1989), Comparative Evaluation of Methods for Human Reliability Analysis, ISBN 3-923875-21-5, GRS-71

[22] Swain, A. D. and Guttmann, H. E. (1983), A Handbook of Human Reliability Analysis with Emphasis on Nuclear Power Plant Applications, Nureg/CR-1278, with Addedum #1 to Nureg/CR-1278 in Sept. 1985 by Swain, A.D., US Nuclear Regulatory Commission (USNRC), Washington DC-20555.

[23] Woods, D. D., et al (1987), An Artificial Intelligence based Cognitive Model for Human Performance Assessment, NUREG/CR-4852, USNRC, Washington DC.

第 44 章　以风险为中心的维护

Risk Centered Maintenance

44.1 引言
Introduction

44.1.1 概述
General

离岸维护涵盖不同离岸设施与设备中从海床至上部结构的各种工程任务。相关任务包括这些设施的常规维护、检查与维修，以及成套装置和设备的改进/功能增强。

离岸设施维护所面临的是在陆上应用过程中不常遇见的许多特殊困难。其主要原因在于下述方面：

●有关安全的法定要求非常严格；

●不恰当的维护通常导致安全、环境保护、生产、材料和声誉方面的严重受损；

●由于人力、离岸储存、陆上与离岸之间的运输等成本高昂，维护成本也相对较高；

●在飞溅区和水下，更难以执行维护任务；

●维护活动通常受到季节的限制（例如，不利天气条件）；

●在实际执行维护任务的过程中为使相关任务得以解决与实施，离岸物流成为了一个大问题。

因此，离岸设施运营商通常会制定正确的维护程序，以确保在物资供应的安全性、可靠性、可用性、质量和数量方面满足生产程序的要求。

按计划（主动型）维护可分为两大类：

●预防性维护：任务维护频率系由时间（循环次数、使用情况、年限等）与可靠性（与磨损、腐蚀、疲劳相关的生存概率）之间的已知关系所确定；

●预测性维护：基于条件的维护任务，其计划安排需根据某些常规条件进行。P-F间距被定义为从发现潜在失效的点至实际发生失效的点的距离（Moubray, 2000）。基于条件的维护任务必须在小于P-F间距的间距内执行。

本章论述如何将风险分析应用于离岸设施上的设备维护。内容主要涉及初步风险分析（PRA）和以可靠性为中心的维护（RCM）。PRA 和 RCM 的基本概念、原理和应用的引入旨在为离岸设施制定有效的预防性维护程序。PRA 和 RCM 方法均以结构化、系统化方式制定与优化维护策略。在过去的数年时间内，其已被广泛地应用于许多不同行业，如核电站、飞机和离岸行业。

44.1.2　应用
Application

本章系开发与优化维护策略的指南。PRA 和 RCM 在维护过程中的作用如图 44.1 所示（Rausand 和 Vatn, 1997）。如图 44.1 所示，PRA 分析被用于可维护项目的筛查和评估。

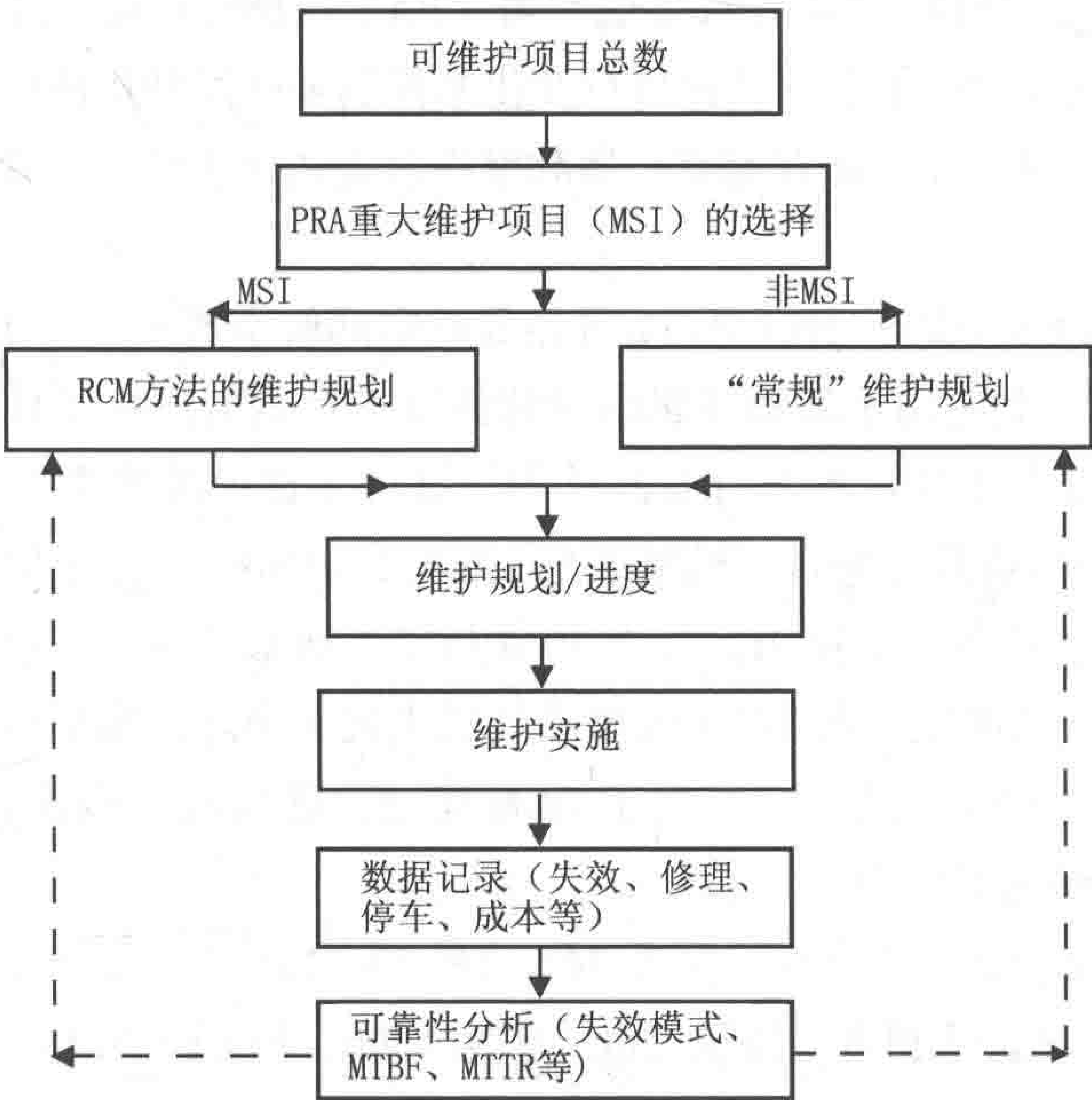


图 44.1　PRA 和 RCM 在维护过程中的作用

随后可按预防性维护所建议的项目展开 RCM 分析。这意味着，RCM 过程应专注于重大维护项目（MSI），其他项目则可借助于更为传统的方法并结合维护任务进行分配。不过，所有计划中的维护任务最后均被归入一个共同的维护规划与控制系统。

44.1.3 RCM的历史
RCM History

RCM最先是为20世纪60年代晚期的商用飞机行业而制定（Jones, 1995和Rausand和Vatn, 1997）。其源自两家美国航空公司采用可靠性方法来分析所采集的数据。例如，绘制了不同部件相对于寿命的失效概率图。所发现的结果令人感到意外，所有部件仅有约10%随年限增加而变得不可靠。这并不是因为间隔时间不够短，或者检测不够充分，与预期结果相反，对很多项目而言，失效频率并不随运行年限的增加而变大。其结果，专门基于某些最大运行年限的维护政策对失效率只会产生很少或不产生影响，而不管该年限有多长。这迫使人们对预防性维护（PM）的基础进行再思考，当时是基于时间展开检修，成本高昂。

负责管理美国航线活动的联邦航空署（FAA）感到沮丧，因为航空公司不可能通过预防性维护政策中的任何可行变化来控制某些发动机的失效率。结果在1969年成立了特别小组，由联邦航空署和航空公司的代表组成，旨在调查预防性维护的作用。

该项任务的结果是于1961年11月签发的联邦航空署/行业可靠性计划。20世纪60年代，为制定用于新型飞机的预防性维护计划的后续工作表明，可通过运用逻辑决策过程来开发更为有效的计划。这项工作由维护指导小组（MSG-1, 1968）实施，小组成员是来自飞机制造商、航空公司和联邦航空署的代表。

该小组制定了第一版RCM，并于1968年以手册形式发布。这种新的设计理念称为MSG-1，是制定波音747（大型喷气式飞机）预防性维护计划的基础，并适时为飞机工业的应用进一步发展了RCM概念。随后修订两次，即1970年的MSG-2以及1980年的MSG-3。

在初步应用于宽体飞机后（波音747、DC 10、L1011三星飞机），该方法经修改后已应用于欧洲飞机业（协和飞机、空客A300）和美国的最新型飞机（例如，波音757和波音767）。

20世纪70年代早期，美国海军开始将RCM方法同时应用于新飞机和服役中的飞机。不久之后，海军系统司令部将RCM应用于水面舰艇，于是RCM成了定义所有新型海军水面舰艇的预防性维护计划中所要求应用的方法。加拿大海军紧随其后。美国陆军和空军也采用了RCM方法。

1983年，由电力研究院（EPRI）实施的一项试验研究开始对该方法应用于

核电站的可靠性进行测试。他们评估了已成功应用于飞机和船舶的维护方法是否也适用于核电站。从系统视角出发，所有部门均高度冗余且复杂，可靠性大。这些部门均受政府主管机构的控制（航空公司受联邦航空署监管，军队的主管是国会，核电站受核管理委员会控制）。EPRI（1985）的文件表明 RCM 在核电站的应用大有前途。在应用 RCM 之前，一些人力和材料耗费较大的维护工作以规定的时间间隔实施，而目前则是在设备退化至特定可测量状态时采实施。其费用的节约可通过降低维护成本和增强可靠性来实现。

RCM 在海事业、太阳能接收装置领域和煤矿业的应用可参见 Jones（1995）。

44.2　初步风险分析（PRA）
Preliminary Risk Analysis (PRA)

44.2.1　目的
Purpose

PRA 方法的目的可概述如下：

- 对某种设施内的运行单元进行筛查，以识别高风险区域；
- 基于相容方法，为每一个设备项目指定风险水平。

44.2.2　PRA 方法
PRA Procedure

PRA 在离岸设施中的应用属于一种定性方法。就后果与频率而言，其所使用的概念等同于前几章所述的定量分析，除了详细程度要求更低、实施速度相当迅速之外。而结果并非如同定量分析的一样精确，但可基于与每一个项目相关的潜在风险为合理维护工作提供基础。

该分析首先将范围之内的失效后果进行分类，然后是失效频率。表 44.1 和表 44.2 所示为相关定义的实例。

在定义了后果与频率类型之后，将其组合在风险矩阵中以便风险评级，如图44.2所示。

概率范畴系通过评估可能会影响到发生失效的因素来确定。可对每一个因素进行权衡，其组合则反映在概率中。可能会影响到概率的因素如下：

●潜在的损伤机制；

●当前设备状态；

●过程特点；

●设备设计基础；

●基础服务如润滑、清洁和检查等的适当性。

表 44.1 失效后果的分类

后果类型	针对卫生、安全或环境的后果
Ⅰ—灾难性	会导致死亡或对环境产生严重影响
Ⅱ—决定性	会造成严重受伤、重度职业病或对环境产生重度影响
Ⅲ—最低限度	会造成轻伤、轻度职业病或对环境产生轻度影响
Ⅳ—可忽略	未造成明显受伤、职业病或未对环境产生明显影响

表 34.2 失效概率的分类

频率类型	年频率的标称范围
A—经常	$>10^{-1}$
B—可能	$10^{-1}\sim10^{-2}$
C—不大可能	$10^{-2}\sim10^{-3}$
D—不可能	$<10^{-4}$

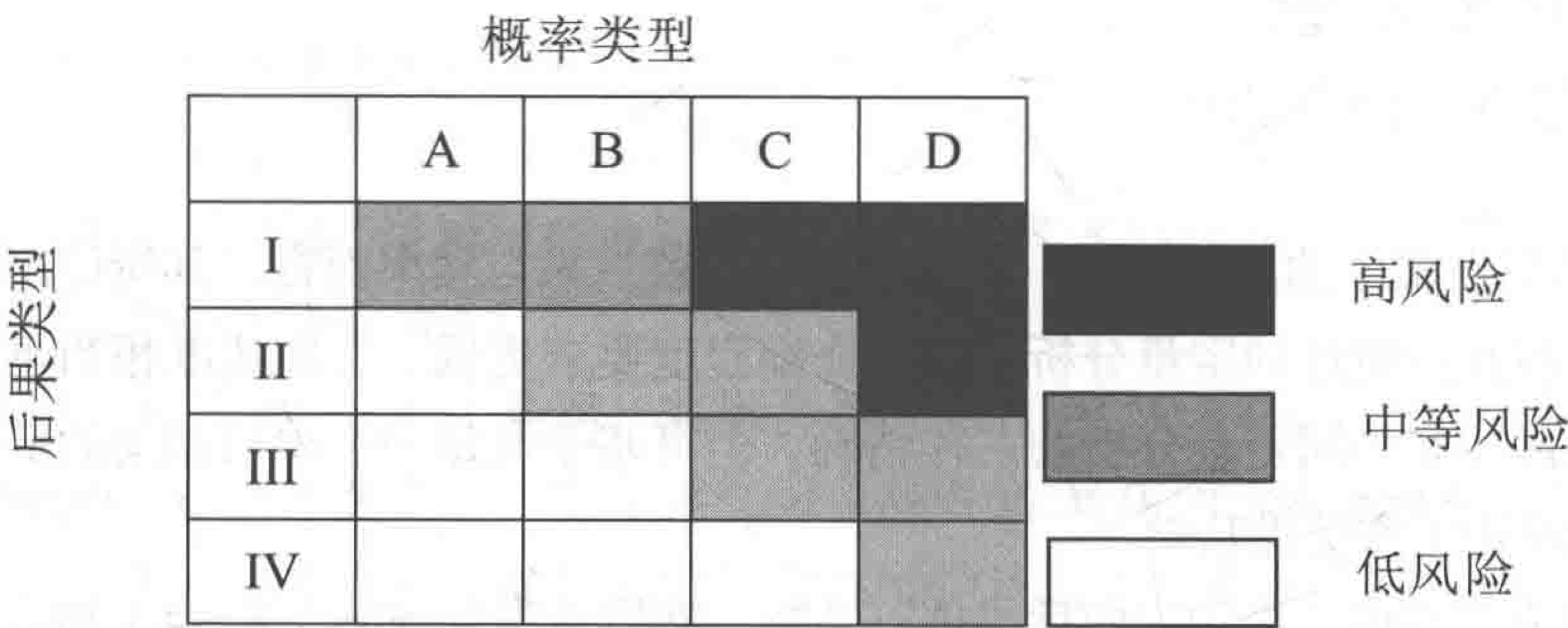


图 44.2 定量风险矩阵

通过考虑会影响到危害大小的因素来确定后果类型，如下几点：

●可能发生失效的内在趋势；

●运行条件；

●从轻度升级至严重状态的可能性；

●现场工程安全措施；

●针对损伤的暴露程度。

将最后的失效后果和概率类型绘制在风险矩阵中，得出待评估单元的风险水平。

PRA 方法的结果是为每一个单元指定一个风险等级：高、中、低。风险等级通常被称为危害性。相关的 PRA 方法也被称为危害性分析。可借助于最终的风险等级将维护项目归为三类：

●高风险或中等风险等级的项目：中等风险等级的项目将继续采用 RCM 方法进行分析，以使风险降低至最低合理可行状态（ALARP），可参见下述几节；

●低风险等级的项目：此类项目属于可接受风险范围。因此其可采用传统维护法、甚或“故障”维护策略予以维护；

●属于不可接受风险范围的高风险等级项目：此类项目须在设计、工程、风险和 / 或维护方面进行后续的详细分析。可能的决策包括变更设计 / 工程、增加保护措施和冗余、开发不同的预防性维护措施如状态监测、检查等。

44.3　RCM 过程
RCM Process

44.3.1　引言
Introduction

电力研究院（EPRI）的 RCM 定义为：“对系统功能进行综合考量以确定相关功能会如何失效，并基于优先级来考量安全性和经济性，由此识别出预防性维护任务的现实性和有效性。”

RCM 可定义为一种过程，旨在确定必须实施的措施，以确保所有设备 / 设施均能保持用户所期望达到的功能。因此，RCM 的主要关注点是系统功能，而不是系统硬件。

44.3.2 RCM 分析方法 RCM Analysis Procedures

实际启动 RCM 分析之前，须成立 RCM 项目团队。该团队成员中除了充当 RCM 方法推动者的一位 RCM 专家外，至少还有一名来自维护职能部门的人员和一名来自运行职能部门的人员。

RCM 团队须定义相关目标和工作范围。相关要求、政策和接受准则须根据卫生、安全和环境（NPD, 1991）予以澄清。RCM 分析一般专注于改进预防性维护策略。不过，有可能扩展该分析并涵盖如修复性维护策略、备件等话题。RCM 团队需明确定义分析所涉及的范围。RCM 分析方法可作为一系列活动予以实施。以下为实施 6 步骤（Rausand 和 Vatn, 1997 以及 Jones, 1995）：

步骤 1：系统选择和定义

RCM 分析的第一个问题是："哪些系统可采用 RCM 方法进行分析？" 一般在批准 RCM 分析项目之前需回答这一问题，因为需有明确的理由来证明启动 RCM 分析是正确的。这些理由可以是，如某些系统失效频率过大和 / 或已导致在卫生、环境保护和生产方面出现严重后果。

系统可分为彼此不相叠加的子系统。技术等级制中的层级可定义为：

●工厂：各种系统的逻辑组合，其共同发挥功能作用，通过加工不同输入的原材料来实现产出，例如离岸油气生产平台可视为工厂；

●系统：各种子系统 / 主设备的逻辑组合，由其执行工厂所要求的一系列主要功能。有关系统的实例就是油气生产平台上的注水和气体压缩系统；

●子系统 / 主设备：各种设备 / 单元的逻辑组合，其主要执行一种功能，例如一个注水模块和一台气体压缩机；

●设备 / 仪器：各种部件的组合或集成，其作为独立项目至少执行一种明显的功能，例如泵、阀和压力指示器；

●部件：相关项目无损坏或破坏时可拆卸设备的最低水平，如泵的叶轮或气体压缩机的轴承。

重要之举在于由 RCM 团队决定 RCM 方法的初始应用阶段内须在哪一个层级

上实施分析。对这个问题有一些约束条件，例如项目时间进度、有关失效的信息的可用性、维护行动和成本、可采用的经验以及有关系统的专门知识。理想的情形是从系统层级开始向下至部件层级实施 RCM 分析。功能和功能失效的分析应适用于部件层级以上的所有层级。失效模式和原因则在于部件层级上。

步骤 2：功能失效分析

功能失效表现为不同形式，系指子系统无法执行其功能。功能失效分析的任务在于：

- 识别并描述所要求的系统、子系统和设备的功能；
- 描述系统运行所需的输入界面；
- 识别系统可能无法执行功能的方式。

一个系统可配置不同的功能，并以不同方式分类，例如：

（1）基于重要性：

主要（基本）功能：要求此类功能可执行主设计服务。基本功能通常会体现在项目的名称上。例如，泵的基本功能是可泵送流体。

辅助功能：要求此类功能可为基本功能提供支持。与基本功能相比，其通常不太明显，但在特定情况下与基本功能同等重要。泵的辅助功能是可容纳流体。

（2）基于功能性：

- 保护功能：例如，其可保护安全与环境。
- 信息功能：涵盖状态监控、不同的计量表、警报器等。
- 界面功能：适用于相关项目与其他项目之间的界面。

需注意，这些功能的分类仅作为核查清单之用，以确保所有相关功能均已在列。一个系统一般会有若干运行模式，每一种运行模式均设有若干功能。基本功能通常既明显又易确定，而其他功能则较难说明。

已识别的系统功能可由不同类型的功能图表示。最常见的功能图就是所谓的功能框图。泵的简单功能框图如图 44.3 所示。

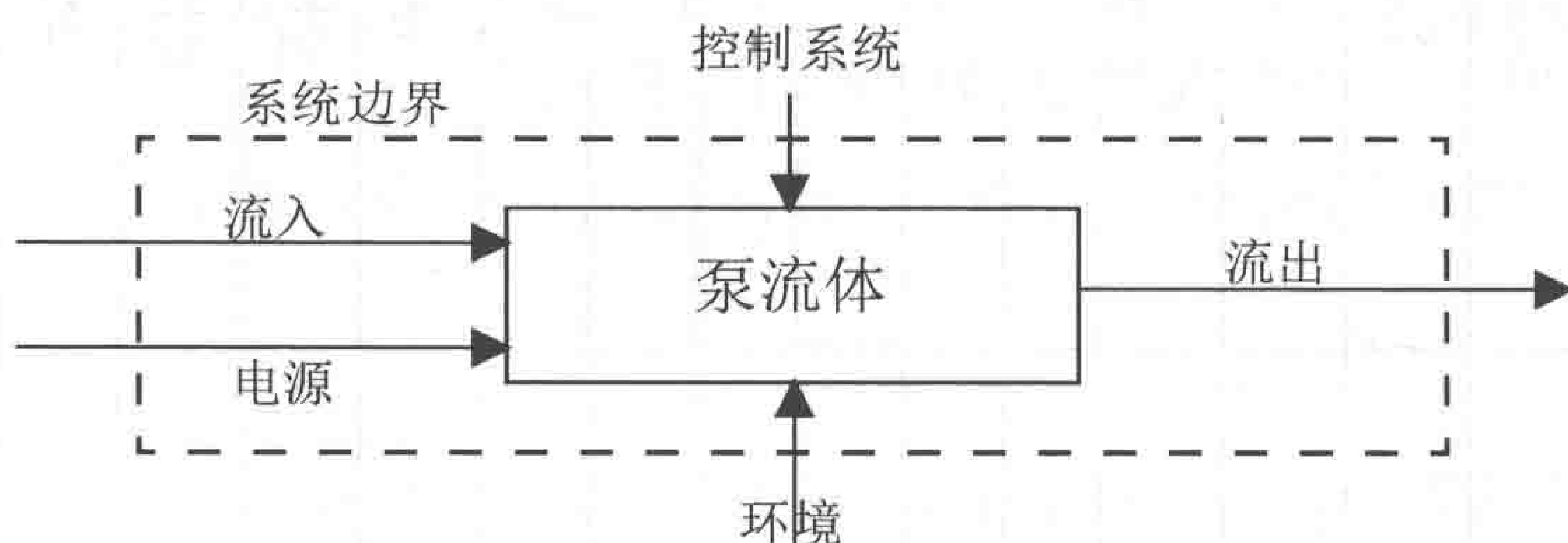


图 44.3　泵的功能

如图 44.3 所示，一个功能图包含了所有的输入（控制信号和电源）和输出。

一般不要求为所有的系统功能设立功能框图。框图通常被视为用以表示系统边界的输入 / 输出界面的有效工具。

功能失效分析的最后一项任务是识别并描述系统功能的失效原理。在有关 RCM 的多数参考文献中，功能失效可分为如下三类：

（1）功能的全部损失：在此情况下根本无法实现功能，或者功能质量远远无法满足可接受的质量要求。

（2）功能的部分损失：属于这一类的情形可能会非常之多，而且从造成损害至几乎功能全损不等。

（3）错误功能：其意味着相关项目执行非预期行动，通常与预期功能相反。

步骤 3：失效模式与影响分析（FMEA）

主要失效模式均源自于失效模式与影响分析。FMEA 法可识别需由预先性维护进行预防的特定情况。在定义系统功能和功能失效之后，下一个逻辑步骤是识别出可能会导致已确定功能失效的失效模式。例如，功能失效分析可识别出增压泵的设计是为了将进水口的水压 5 bar 增压至出水口的 25 bar。有时无法将水压增至 25 bar。因此，其出现功能失效——功能的部分损失。在 FMECA 步骤中，其任务在于查找出是什么原因导致这一功能失效以及何种维护方法方可有效预防失效的发生。

系统：　　　　　　　　　　　　　　　　　操作员：

制图参考编号：　　　　　　　　　　　　　日期：

单元说明			失效模式	失效影响								关键性	失效原因	失效机制	失效特征	维护方法	推荐的间隔时间
MSI	运行模式	功能		失效严重性				失效可能性									
				S	E	P	C	S	E	P	C						

图 44.4　FMECA 表格实例

有多种 FMECA 表格应用于 RCM 分析之中。FMECA 表格实例之一如图 44.4

所示。表格中不同的列解释如下：

MSI：项目号（标记号）。

运行模式：例如，运行或备用。

功能：例如，备用供水泵的功能是根据需要启动泵水作业。

失效模式：观察到失效的方式，被定义为未实现设备功能之一。

失效严重性：根据对安全性、环境保护、生产损失/延误和其他经济成本的“最差”影响进行描述。严重性等级可采用类似于定性风险分析后果类型的方式进行定义。

失效可能性：被定义为失效的“最差情形”概率。在此阶段，适宜采用定性等级。相应的可能性等级可采用类似于定性风险分析概率类型的方式进行定义。

关键性：可通过相应的失效严重性和可能性的组合而得出。该方法类似于系统、子系统和设备的风险等级的确定方式。不过其差别在于关键性考虑到了失效模式。

所有的失效模式均应考虑到至今所使用的信息。仅采用关键失效模式时，适宜于采用筛选方法。

失效模式需考虑下述方面：

失效原因：每一种失效模式均可能存在一种以上的失效原因。注意，在此步骤应考虑到所有的部件。例如，安全阀“无法关闭”失效可能是止动器中弹簧断裂所致。

失效机制：失效机制实例是疲劳、腐蚀和磨损。

失效特征：失效传播可归类为：

- 逐步失效：失效传播的过程可通过检测技术或状态监控技术进行测定；
- 老化失效：失效传播受使用年限的影响，也即磨损过程；
- 突发失效：可能无法通过状态监控措施进行测定的随机失效。

维护方法：可寄希望于步骤 5 中所作出的逻辑决策来发现。这一过程应在步骤 5 中完成。

推荐的任务间隔时间：应通过已识别的维护行动，建议估算应在步骤 5 中完成的时间间隔。

步骤 4：维护方法的选用

设计决策逻辑，并用于指导 RCM 团队完成问答过程。决策逻辑的输入信息是步骤 1 中识别出的主失效模式。决策逻辑的设计原则是只要存在预防性维护措施就必须予以明确，并且对于关键失效应具有成本效益。

一般而言，采取预防性维护措施有三个原因：

●在早期阶段测定失效情形，以便有更多时间来规划和执行预防性措施；

●预防会产生严重后果的设备失效；

●发现隐藏的失效。

只有关键失效模式才须采取预防性措施。选用合适的维护方法受下列因素的影响：

●失效原因和机制；

●失效特征；

●检测技术。

可通过下述方面来分类基础性维护方法：

●视情况而定的定期任务；

●定期大修；

●定期替换；

●功能定期测试；

●查找失效情形。

视情况而定的定期任务是以正常的时间周期对某一项目进行定期检测或状态监控，以发现潜在的失效情形，并在满足下述条件时予以应用：

●可明确定义的潜在失效情形；

●可通过状态监控技术检测到的潜在失效情形；

●失效情形检测和预防有合理的相容时间周期。

到特定年限时或在此之前可对一个项目进行大修。满足下述标准时即可对一个项目实施大修任务：

●可识别的年限，在此之后项目失效率迅速变大；

●可通过大修来储备项目的抗失效能力。

定期替换是指到特定年限时或在此之前定期更换项目或其部件。可在下述情形下实施定期替换计划：

●可识别的年限，在此之后项目失效率迅速变大；

●可通过更换项目或其部件来恢复项目的抗失效能力。

功能定期测试是指定期检查隐含的失效情形，一般为使用时才会失效。可在下述条件下对一个项目实施功能定期测试：

●正常工作状态下操作人员没有明显觉察到功能性失效；

●无其他类型的预防性任务具有成本效益。

查找失效情形是一种周密的决策，其允许对一个项目予以实施。查找失效情形的主因可能在于没有其他的预防性任务是可行的或具有成本效益的。

应用于前述任务的标准仅用作选择合适的预防性任务的指南。RCM 决策逻辑的实例如图 44.5 所示。需注意这是一个简化版的决策逻辑。此类决策逻辑无法覆盖所有的情形。例如，老化失效的隐含功能可通过定期替换和功能测试的组合应用进行预防。

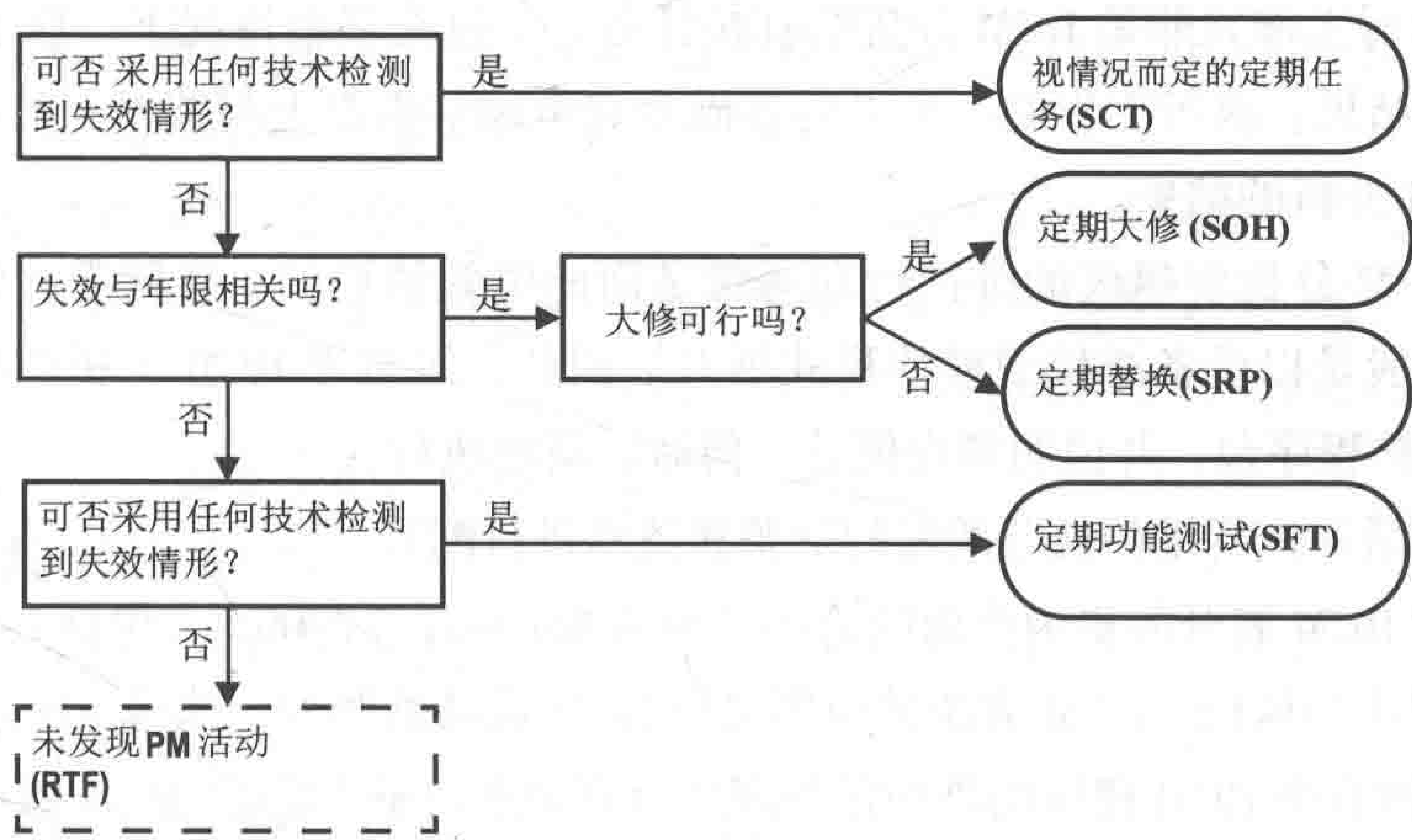


图 44.5　RCM 决策逻辑

步骤 5：确定维护任务的间隔时间

在为每一种关键失效模式选定预防性维护方法之后，下一步就是为每一个所选的维护任务确定时间间隔。

活动时间间隔越短，维护成本越高。而另一方面，活动时间间隔越长，发生失效的风险就越大。应以数学方式确定失效风险和维护成本之和最小时的最佳时间间隔。这是典型的成本收益分析的任务。维护成本还是易于估算的。很遗憾，维护任务的收益则难以评估，因其取决于下述参数：

●风险：可能对下述方面产生影响的失效后果与可能性：

●安全；

●环境；

●生产和 / 或运行；

●材料受损；

●声誉。

通过维护任务降低风险，其取决于：

●失效原因；

●失效机制和分布；

●维护任务如 SCT、SOH、SRP 或 SFT 的特征。

维护任务时间间隔的优化通常需进行定量分析。优化过程的详细描述不在本书讨论之列。

步骤 6：执行维护任务

执行工作并非是 RCM 分析的直接任务。不过在多数情况下，应予落实 RCM 分析的结果。执行工作的一个必要基础是完全理解组织上与技术上的功能，并支持 RCM 分析的结果。

RCM 分析所建议的维护行动通常是面向失效情形的。实际上，维护工作的顺序一般是以设备撬块或模块形式展开。因此，源自于 RCM 分析的维护行动应归入维护程序包，并说明须在何处、何时、何地执行。

然后对执行维护任务所需的资源和技术进行配置。

就 RCM 展开的更为全面的论述可参见 Moubray（2000），包括 RCM 决策表、RCM 建议的执行、RCM 方法的应用以及 RCM 成绩的测评。执行方法包括：

●所有由 RCM 建议的维护任务需经全面负责设备 / 设施的经理的核准；

●所有的常规任务说明需以详细的任务须知形式进行明确而精准的更新；

●常规任务说明需归入工作包；

●需在确保工作得以实施的系统内落实工作包。

44.3.3 以风险为中心的维护（Risk-CM）Risk-Centered Maintenance (Risk-CM)

1. 以风险为中心的维护（Risk-CM）

RCM 法起始于美国的商用航空业，旨在对需要较大冗余的飞机进行维护。RCM 中的关键性等级系根据安全、运行 / 生产、经济性和隐含失效进行分类。Risk-CM 与 RCM 的区别在于，RCM 中的关键性等级系通过直接评估 Risk-CM 中的风险进行替换（Jones, 1995）。直接风险评估相较于较为粗略的评估法（关键性等级）对危险情形给出更为复杂的说明。该 Risk-CM 法以基于风险概念对每一种失效模式的频率和后果进行独立估算并提供排序机制。在计算出各个失效模式的风险后，就有可能基于风险对维护任务的优先级进行排序。定性风险评估非常适宜于 Risk-CM 法，因为可比风险足以为优先级进行排序。虽无需精确估算绝对

风险，但风险估算的一致性却相当重要。不过，Risk-CM 的应用存在两个困难，其一风险概念仍无法在某些方面被行业接受，其二的确缺少合理评估风险的数据，尤其是某些缺少行业经验的新应用。

2. 运行风险评估

运行风险评估系应用于关键的设备和设施。其专注于风险较大单元的维护资源（财力和人力）。运行风险评估以数据采集和评估作为开始。用于运行风险评估的数据通常在设备 / 设施运行过程中进行采集。运行风险的三个主因即：

- 设备：毫无疑问，设备是运行风险的主因。设备由人员操作，旨在生产产品。需对所有的设备进行维护作业；
- 生产：生产损失（包括定期维护和停车）和产品质量低于标准均为运行风险。生产损失系因设备失效、原材料短缺、缺少包装、航运和储备设施所致；
- 人因：人因是运行风险的关键因素。人通常会导致系统失效并在设备失效时产生成本，而且减少生产，例如劳动成本。

3. 人因对风险的作用

人是工厂运行和维护作业的组成部分，需对主要责任负责。有如下两类人因错误（Jones, 1995）：

- 主动错误：所产生的影响可立即观察到；
- 潜在错误：其后果在相对较长的期限内均无法被意识到，直至与其他因素组合时出现事故。

人们已习惯于通过机器操作进行各种活动。计算机可促使人达到更高的水平，人员所接受的信息并不显示在控制室的计算机屏幕上。潜在失效一般是此类情况的主要原因。

疲劳和其他人因如酒后操作是产生风险的主要诱因。当控制责任集中于少数人员时，疲劳所致的风险较大。

44.3.4　RCM 过程——维护策略的持续改进 RCM Process- Continuous Improvement of Maintenance Strategy

从上节可知，RCM 法是一种用于做出维护策略决策的系统性方法。这是一种通过合理化维护工作来开发初始维护策略的有力工具。其可应用于持续改进现

有的维护策略。实际上，在运行和维护经验被反馈到分析过程时才可实现 RCM 的所有优点。

由于下述原因，RCM 分析结果的更新方法至关重要：

- RCM 分析通常因缺少可靠数据而基于许多假定；
- 运行条件和设备状况随时间而变；
- 实际的可靠性数据、知识和专有技术均随时间增长。

应采用 RCM 法持续更新维护策略。持续改进须遵循下述步骤：

- 基于历史数据如失效后果、维护成本等为设备、部件和失效情形指定危害性；
- 对已更新的危害性与源自于早期 RCM 研究的危害性进行对比，更新或替换与历史可靠性数据相关的假定；
- 执行成本效益分析，以识别需在何处改进现有维护策略会提高可靠性并降低成本；
- 修正现有维护策略，以提高维护策略的成本效益。

44.4 参考文献 References

[1] EPRI (1985), Application of Reliability-Centered Maintenance to Component Cooling Water System at Turkey Point Units 3 and 4, EPRI NP-4271, October.

[2] Jones, R.B. (1995), Risk-Based Management - A Risk Centered Approach, Gulf Publishing Company, Houston.

[3] Moubray, J. (1992), Reliability Centered Maintenance, Industrial Press, Inc.

[4] MSG1(1968): 747 Maintenance Steering Group Handbook: Maintenance Evaluation and Program Development (MSG-1), Air Transport Association, July.

[5] NPD (1991), Regulations Concerning Implementation and Use of Risk Analysis in the Petroleum Activities, Norwegian Petroleum Directorate, 1991.

[6] Rausand and Vatn (1997), Reliability Centered Maintenance, NTNU.

第 6 篇　固定平台和 FPSO
Fixed Platforms and FPSO

第 45 章　离岸结构物的结构再评估

Structural Reassessment of Offshore Structures

45.1 概述 Introduction

裂纹和腐蚀是海洋结构经常发生的两种损伤，因而分析其对离岸结构残余极限强度的影响是非常重要的。研究不仅涉及海洋油气资源的开发投资以及使用安全性和适用性，而且对改进结构可靠性理论和寿命评估方法也有积极作用。对结构可靠性和寿命进行再评估是困难而充满挑战的工作。近几十年来，国内外对此进行了大量研究。但是由于问题本身极为复杂，研究结果还远不能满足目前和将来的实际项目需求。

本章将概述几种离岸结构再评估方法，涉及因素包括裂纹缺陷和腐蚀。

45.2 腐蚀模型和裂纹缺陷分析 Corrosion Model and Crack Defects Analysis

45.2.1 腐蚀模型 Corrosion Model

评估离岸结构极限强度的退化情况之前，应确定合适的腐蚀模型，用于预测构件的腐蚀厚度。对于离岸结构，本章将考虑采用非线性腐蚀模型[1]。

腐蚀模型考虑了防腐系统（CPS）的作用。在模型中，防腐系统的失效过程是一个渐进过程，腐蚀在防腐系统整体失效前就已经发生。此外，考虑到腐蚀厚度和微生物生长，腐蚀速率是逐渐增加的，达到最大值后逐渐降低。就防腐系统而言，可采用两个参数（T_{st}，T_{cl}）说明其效率。T_{st} 为腐蚀开始的时间，T_{cl} 为防腐系统的寿命，两个参数均可通过试验得到。

因而整个腐蚀过程可分为 3 个阶段：

（1）无腐蚀阶段，$t\in[0,T_{st}]$；

（2）腐蚀加速阶段，$t\in[T_{st},T_{A}]$；

（3）腐蚀速率降低阶段，$t\in[T_{A},T_{L}]$。

其中 T_L 为平台的评估时间，T_A 为最大腐蚀速率的持续时间，可简化为 $T_A=T_{cl}$。

可采用 Weibull 公式表达腐蚀速率：

$$r(t)=\begin{cases}0, & 0\leqslant t\leqslant T_{st}\\ d\dfrac{\beta}{\eta}\left(\dfrac{t-T_{st}}{\eta}\right)^{\beta-1}\exp\left\{-\left(\dfrac{t-T_{st}}{\eta}\right)\beta\right\}, & T_{st}< t\leqslant T_{L}\end{cases}\tag{45.1}$$

腐蚀厚度可表达为

$$d(t)=\begin{cases}0, & 0\leqslant t\leqslant T_{st}\\ d\left\{1-\exp\left\{-\left(\dfrac{t-T_{st}}{\eta}\right)^{\beta}\right\}\right\}, & T_{st}<t\leqslant T_{L}\end{cases}\tag{45.2}$$

式中：

d,β,η,T_{st} 为四个待定参数，需根据试验合理选择。

45.2.2 裂纹缺陷分析
Crack Defects Analysis

45.2.2.1 裂纹失效模式
Crack Failure Modes

裂纹是海洋结构的一种常见损伤，导致裂纹的原因很多，例如结构不连续处的局部应力强度、局部腐蚀、连续构件的疲劳加载等。离岸结构出现裂纹损伤后极限强度将降低，甚至会出现灾难性后果，尤其是面临极大波浪或极端加载条件时。离岸结构一旦出现裂纹，就必须尽早发现并及时修理。但更换出现裂纹的构件成本高昂，并且在船舶航行过程中也难以实施。因而必须了解裂纹对海洋结构极限强度的影响并评估结构的安全性。

裂纹缺陷会产生许多结构失效模式，因而对其评估是比较困难的。在研究裂

纹缺陷对结构极限强度的影响前，应该先了解裂纹缺陷的所有类型。根据断裂力学，可通过两种方法区分裂纹缺陷：基于应力和失效模式以及基于裂纹缺陷的位置和形状。

1. 根据应力和失效模式分类

根据实际存在的不同应力，裂纹可大致分为 3 种类型，即张开型裂纹、滑移型裂纹和撕开型裂纹。

通常也将上述裂纹分别称为Ⅰ型裂纹、Ⅱ型裂纹和Ⅲ型裂纹，如图 45.1 所示。

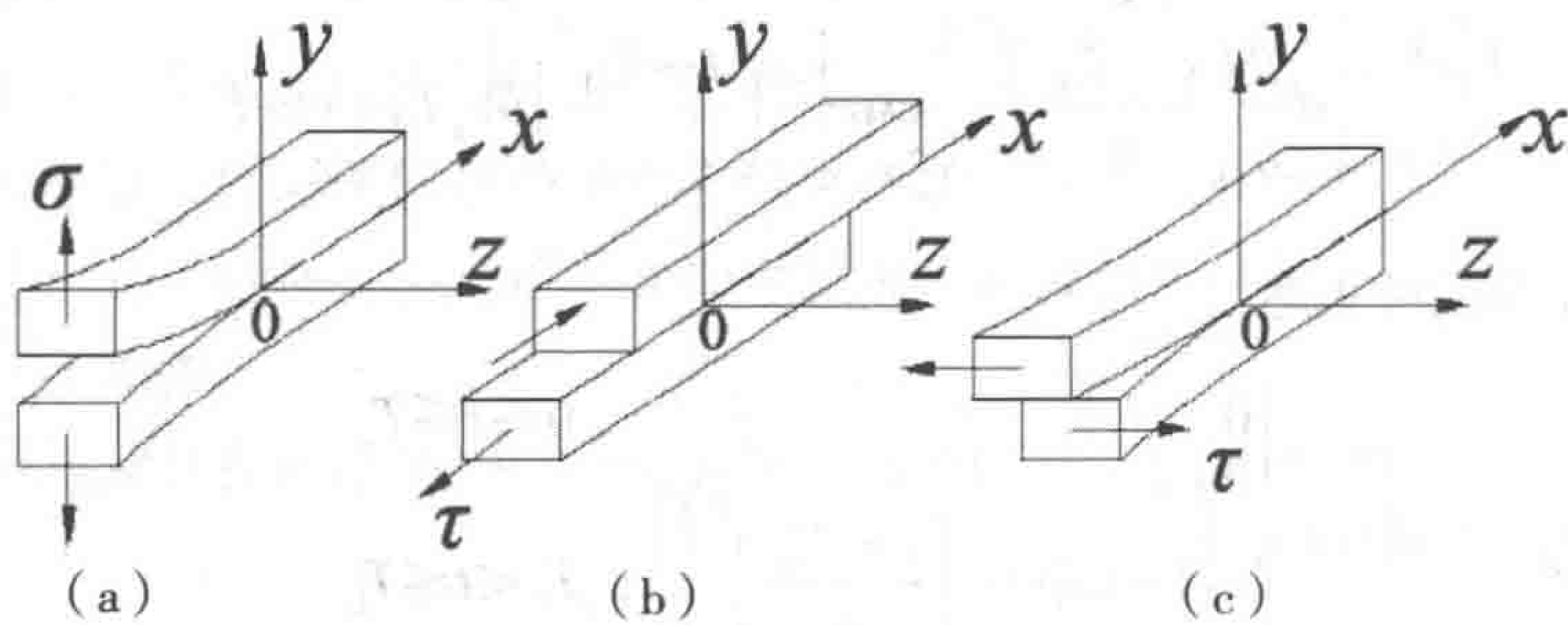


图 45.1　根据应力和失效模式分类的裂纹缺陷

(a) 张开型裂纹　(b) 滑移型裂纹　(c) 撕开型裂纹

（1）张开型裂纹（Ⅰ型裂纹）：拉伸应力垂直于裂纹面，导致裂纹尖端张开位移，裂纹面分开 [见图 45.1（a）]。

（2）滑移型裂纹（Ⅱ型裂纹）：剪应力平行于裂纹面，垂直于裂纹前缘，因而导致面内位移，裂纹面之间在垂直于裂纹前缘的方向上发生滑移 [见图 45.1（b）]。

（3）撕开型裂纹（Ⅲ型裂纹）：剪应力平行于裂纹面和裂纹前缘，导致面外位移，裂纹面之间在平行于裂纹前缘的方向上发生相对移动 [见图 45.1（c）]。

实际上裂纹扩展并不局限于三种基本类型，裂纹常常扩展为复合型裂纹，即上述裂纹类型的组合，例如Ⅰ－Ⅱ型裂纹、Ⅰ－Ⅲ型裂纹、Ⅱ－Ⅲ型裂纹等。

Ⅰ型裂纹扩展是最危险的，易于引发脆性断裂，因而对其的研究最为详尽。当出现复合型裂纹时，将其视为Ⅰ型裂纹是较为安全和方便的做法。离岸结构常常在极端条件下受到拉伸和压缩应力的作用，很容易导致裂纹扩展和结构失效，因而本章的重点是Ⅰ型裂纹。

2. 根据裂纹位置分类

根据裂纹位置，结构中一般存在 3 种裂纹缺陷，即穿透裂纹、表面裂纹和埋藏裂纹（见图 45.2）。

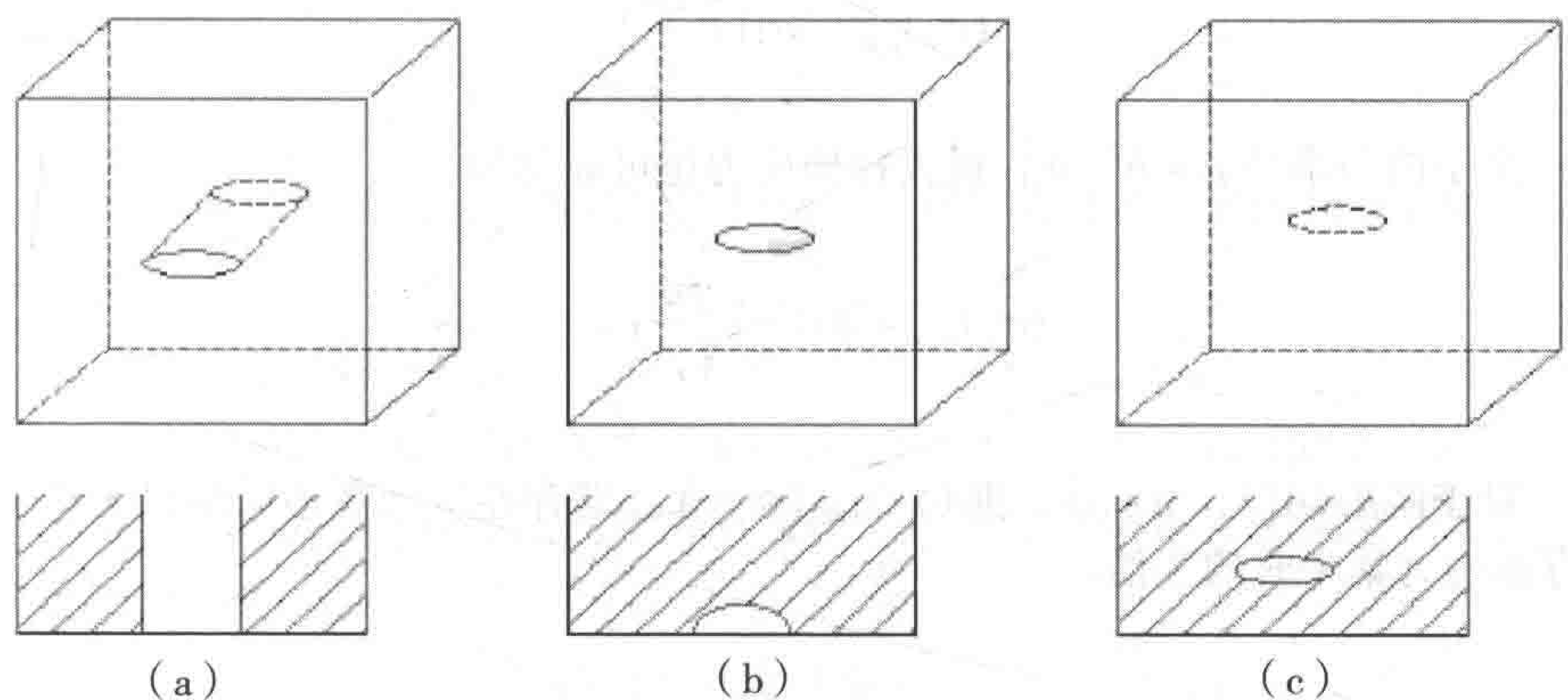


图 45.2　根据裂纹位置分类的裂纹缺陷

(a) 穿透裂纹　(b) 表面裂纹　(c) 埋藏裂纹

（1）穿透裂纹：裂纹通常贯穿构件厚度的一半以上，一般可简化为理想裂纹，即裂纹顶部的曲率半径倾向于零。这种简化出于安全考虑，穿透裂纹可为直线形、曲线形或其他任何形状。

（2）表面裂纹：构件表面的裂纹或与构件厚度相比裂纹深度相对较小。一般而言，表面裂纹通常可以简化为半椭圆形表面裂纹。

（3）埋藏裂纹：结构内部的裂纹，一般可以简化为椭圆形裂纹或锥形裂纹。

3. 根据裂纹形状分类

根据裂纹的实际形状，可将裂纹分为圆形裂纹、椭圆形裂纹、表面半圆形裂纹、表面半椭圆形裂纹、直接穿透裂纹等。

45.2.2.2　裂纹对材料强度的影响

The Effect on the Strength of the Material Due to the Crack

众所周知，有裂纹缺陷的工程结构在载荷作用下会出现应力集中。裂纹越尖，应力集中越明显，并导致实际断裂强度小于理论断裂强度。

以单向均匀拉伸应力作用下的“无限”薄板为例，薄板内有一个椭圆形切口，长轴为 $2a$，短轴为 $2b$。

因而最大拉伸应力出现在主轴末端，为

$$(\sigma_y)_{\max} = \sigma(1+\frac{2a}{b}) \tag{45.3}$$

由于曲率半径 $\rho = b^2 / a$，最大拉伸应力也可表达为

$$(\sigma_y)_{\max} = \sigma(1+2\sqrt{\frac{a}{\rho}}) \tag{45.4}$$

对于圆形切口，$a=\rho$，则 $(\sigma_y)_{\max}/\sigma = 3$。即存在应力集中时的最大应力为不存在应力集中时的 3 倍。

45.3 船体构件的残余极限强度 The Residual Ultimate Strength of Hull Structural Components

构件易于发生腐蚀损伤，特别是暴露于海洋环境时。本节将研究局部腐蚀和裂纹缺陷对船形结构常见板和加筋板格的影响。

船舶结构设计的一个重要特点是描述船体梁的结构特性并精确预测其最大承载力。而另一方面，船舶结构（主要由非加筋板构件和加筋板构件构成）的整体失效无疑受到构件塑性破坏的影响和控制。因而从最大极限状态（ULS）设计角度来看，主要工作是预测上述构件的极限强度，以便评估船舶结构设计的安全性和经济性。就此而言，只需考虑船舶使用寿命内涉及到的腐蚀和裂纹缺陷。

45.3.1 裂纹缺陷对板和加筋板格的影响 Effects of Crack Defects on Plates and Stiffened Panels

本节针对用于薄壁结构（例如船体梁）的非加筋和加筋钢板构件，介绍出现

裂纹后其极限压缩强度特征的数值研究方法。并且提供了 Abbas Bayatfar 等人[2]的研究成果，涉及裂纹位置和裂纹长度对处于单调纵轴压缩作用下的构件的极限强度特征的影响。

45.3.1.1　数值分析方法

Numerical Analysis Method

就裂纹缺陷对板和加筋板格的影响而言，其数值研究可采用商业有限元软件 ANSYS[3]。

分析时可遵循以下假定：

（1）裂纹穿透构件，裂纹面不接触且不发生扩展，裂纹面的间隙统一取 3 mm。

（2）假定开始时将裂纹建模为直裂纹，加载过程中保持直裂纹形态，且裂纹长度固定不变。

（3）加强筋为扁钢，材料为高强度合金钢[4]，具有弹塑性硬化特性。

在 ANSYS 的单元库中，SHELL 181 单元适用于离散化含裂纹板模型。这是一种 4 节点单元，每个节点有六个自由度：*X*、*Y* 和 *Z* 方向可平移，并可围绕 *X*、*Y* 和 *Z* 轴转动。该单元非常适合于线性大转动和 / 或大应变非线性应用[3]。

表 45.1　分析模型样例[4]

说 明	图 示
横向（*Y* 轴方向）裂纹位于非加筋板中间位置	
横向裂纹位于加筋板中间位置	

假定可从连续板结构（例如船体梁甲板）得出含裂纹非加筋板或加筋板模型。沿着边界应施加合适的边界和加载条件，尽量精确地模拟真实特性。含裂纹非加

筋板模型的纵向边缘可采用简支直边界。通常在简支直加载边上施加均匀压缩位移，其对应简支边的面内移动受到约束。表 45.1 列出了板和加筋板结构的两个模型样例，一般通过位移控制来研究轴向抗压承载力。

45.3.1.2 裂纹长度和位置的影响

Crack Length and Location Influence

为了解裂纹长度对极限强度特征的影响，Abbas Bayatfar 等人[2]对多种情况进行了研究，每种情况下裂纹位置保持不变而长度发生变化，研究结果介绍如下。

1. 一条横向裂纹位于中部的非加筋板（UTC）

表 45.2 列出了不同裂纹长度下 UTC 模型的极限强度值，可以看出与基准模型相比，裂纹长度增加至板宽的 40% 以上将导致极限强度大幅降低。

2. 一条横向裂纹位于中部边缘的非加筋板（UT1E）

研究表明增加裂纹长度几乎从一开始就对平均应力 - 平均应变曲线产生影响。切向刚度、屈曲强度、极限强度和储备强度均随着裂纹长度的增加而减小。

3. 两条横向裂纹位于中部边缘的非加筋板（UT2E）

研究表明增加裂纹长度几乎从一开始就对平均应力 - 平均应变曲线产生影响。切向刚度、屈曲强度、极限强度和储备强度显然均随着裂纹长度的增加而减小。与基准模型相比，裂纹长度增加至板宽的 10% 以上将导致极限强度大幅降低。

4. 一条横向裂纹位于中部的加筋板（STC）

研究表明随着裂纹长度的增加，从应力水平大于 $\sigma=\sigma_Y=0.15$ 起平均应力 - 平均应变曲线发生变化。裂纹越长，模型的刚度和极限强度降低越多。

表 45.3 列出了不同裂纹长度下 STC 模型的极限强度值，可以看出与基准模型相比，裂纹长度增加至板宽的 20% 以上将导致极限强度大幅降低。

5. 板和加筋腹板上含两条裂纹的加筋板（STCW）

研究表明随着加筋腹板上的裂纹长度增加，从应力水平大于 $\sigma=\sigma_y=0.3$ 起平均应力 - 平均应变曲线发生小幅变化。裂纹越长，模型的刚度和极限强度降低越多。

表 45.3 列出了不同裂纹长度下 STCW 模型的极限强度值，可以看出与基准模型相比，裂纹长度增加不会导致极限强度明显降低。

表 45.2　裂纹位置对非加筋板极限强度值的影响

模型类型		极限强度 /MPa	差别 /%
基准模型		282.2	–
10%			
	UTC	282.2	0
	UT1E	270	–4.5
	UT2E	280.1	–0.7
20%			
	UTC	282.2	0
	UT1E	251.1	–12.4
	UT2E	256.8	–9.9
30%			
	UTC	281.8	–0.1
	UT1E	230.5	–22.4
	UT2E	223	–26.5
40%			
	UTC	278.2	–1.4
	UT1E–L250	198.3	–42.3
	UT1E–L500(UT1E)	209.1	–35
	UT1E–L750	198	–42.5
	UT1E–L1000	209.1	–35
	UT1E–L1250	197.9	–42.6
	UT2E	203.9	–38.4
50%			
	UTC	245.2	–15.1
	UT1E	200	–41.1
	UT2E	182.6	–54.5

表 45.3　不同裂纹长度下 STC和 STCW模型与基准模型极限强度值的比较

模型	基准模型	STC					STCW				
		10%	20%	30%	40%	50%	10%	20%	30%	40%	50%
极限强度 /MPa	238.1	236.4	231.9	225	216.2	205.5	230.9	230.1	229.9	230.4	231.7
差别 /%	–	–0.7	–2.7	–5.8	–10.1	–15.9	–3.1	–3.5	–3.6	–3.3	–2.8

Abbas Bayatfar 等人也研究了裂纹位置对极限强度特征的影响，在裂纹长度保持不变的情况下（例如 10%）改变裂纹的位置（即 UTC、UT1E 和 UT2E），结果如表 45.2 所示。

45.3.1.3 结论

Conclusion

根据 Abbas Bayatfar 等人的研究可以发现最重要的裂纹类型是沿着板纵向（未承载）边缘分布的横向裂纹。对于这种情况，研究表明当裂纹总长度小于板宽的 30% 时，两条中部边缘横向裂纹情况下的极限强度降低值要小于一条边缘裂纹情况下的极限强度降低值。而在一条横向边缘裂纹的情况下，裂纹沿着未承载边移动，裂纹位于列板半波波峰或波谷时的极限强度降低值要大于裂纹位于列板半波零振幅时的极限强度降低值。在建造、修理和维护过程中，可以从结构强度评估的角度对上述研究成果予以考虑。

45.3.2 局部腐蚀对板和加筋板格的影响 Effects of Localized Corrosion on Plates and Stiffened Panels

方形板和加筋板格是船舶的最常见构件，本节将介绍其数值建模和分析方法，并综述其失效模式。

然后介绍 Timothy E. 等人[5]提出的各种腐蚀模式对这两种船舶构件的影响，并与现有方法和可用试验数据进行比较。

45.3.2.1 方板和加筋板格的数值建模和分析方法

Numerical Modeling and Analysis Method of Square Plate and Stiffened Panel

就局部腐蚀对板和加筋板格的影响而言，其数值研究可采用商业有限元软件 ANSYS。

在设计上，加筋板格上的列板通常会在加筋板格整体失效前发生局部失效。

因而列板的后极限承载力是评估加筋板格总极限强度的重要因素。

方板结构建模采用六自由度壳单元较为合适。通常考虑两种加载条件：单轴加载条件和双轴加载条件。评估板的极限强度时，所有边缘均应在面外方向上加以约束。为了防止刚体运动，x 和 y 方向可施加最小边界条件。应在 x 或 y 方向上约束底角的运动，根据载荷条件，可在 x 或 y 方向上约束板上下边缘中节点的运动。有限元软件需要一个小缺陷来引发失稳。无需施加转动约束。

对腐蚀效应进行建模时，腐蚀可视为板体积损失。随着板表面腐蚀面积的减小，腐蚀深度必须增加，以便使体积损失保持恒定。

加筋板格样例如图 45.3 所示。

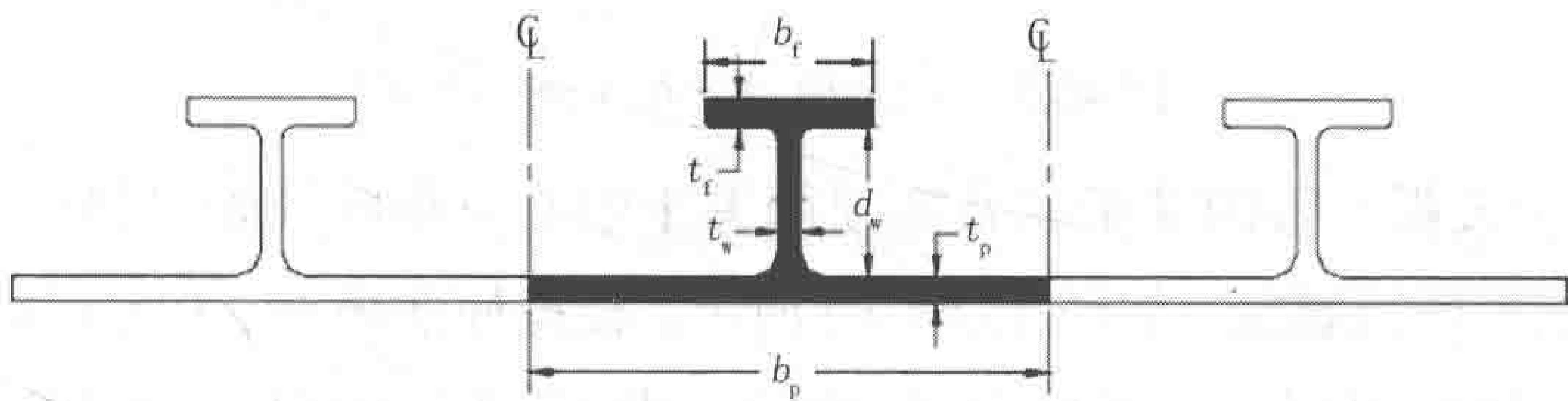


图 45.3　加筋板格示意图

加筋板格的两端为简支，侧面施加对称边界条件 [2]。对于非线性破坏分析，可对板格端部中性轴节点施加增量轴向载荷。

模型缺陷为板的横向凸出和加强筋的纵向弯曲，如图 45.4 所示。对于单个加筋板格中具有横向缺陷的列板，可在加强筋两侧施加最大波幅为 δ_p 的 1/4 正弦波。纵向缺陷可施加最大波幅为 δ_s 的 1/2 正弦波。这些缺陷可参见 [4]。

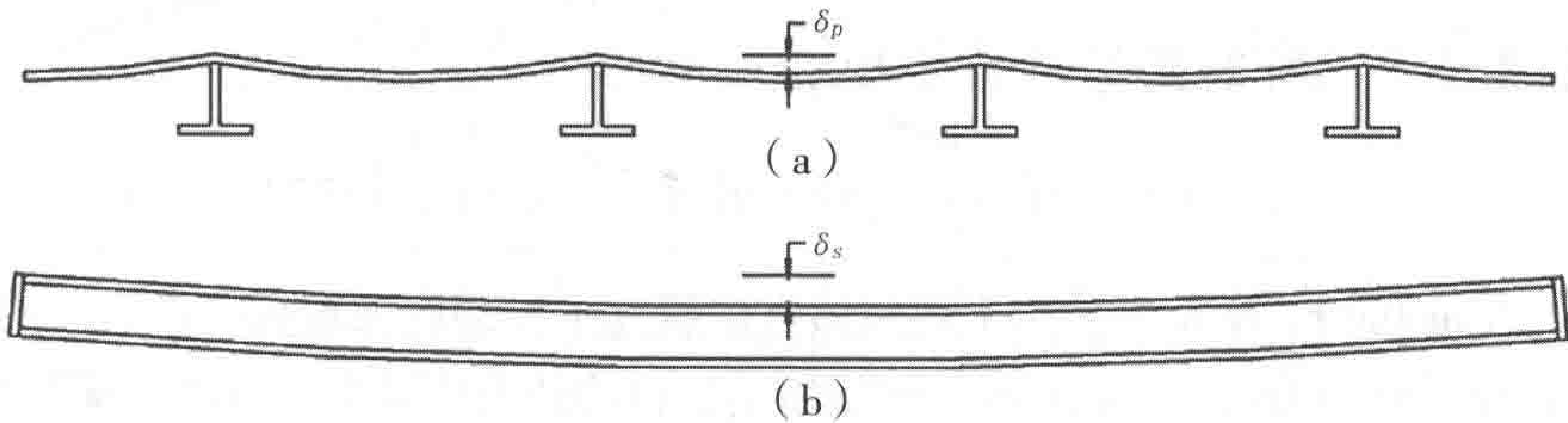


图 45.4　缺陷

(a) 板横向凸出和　(b) 加强筋纵向弯曲

残余应力对加筋板格的非线性力学特性有着非常明显的影响。当存在几何缺陷和腐蚀损伤时，理想化应力分布常常无法满足整个加筋板格的平衡条件。为了解决这个问题，可采用基于线性热应力分析的数值程序来获得典型残余应力剖面，

如图 45.5 所示。除实测缺陷和残余应力外，还可少量施加一阶屈曲振型。Hu 等人[6]的研究发现增加这个缺陷能够提高数值稳定性。

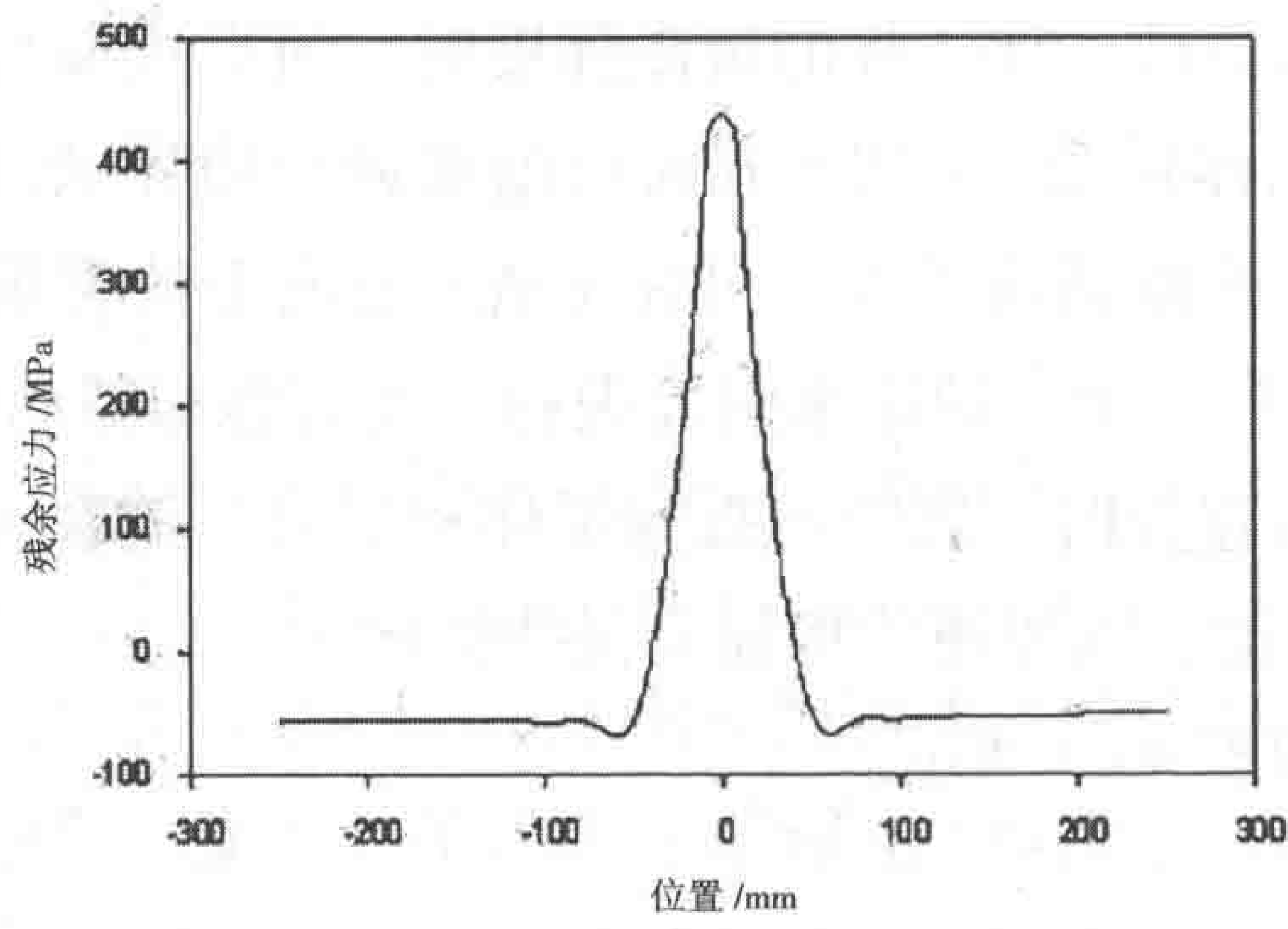


图 45.5　残余应力分布（SSC-399[5]）

板关于腹板对称的缺陷以及加强筋关于中心对称的缺陷导致四个区域中只有一个区域发生明显腐蚀，如图 45.6（a）所示。根据屈曲模态、初始缺陷和残余应力，这四分之一区域可以进一步分为四个纵向子区域和三个横向子区域。3 号纵向［见图 45.6（b）］区带涵盖了拉伸残余应力区。应注意的是在分析中，列板两侧均应施加腐蚀。

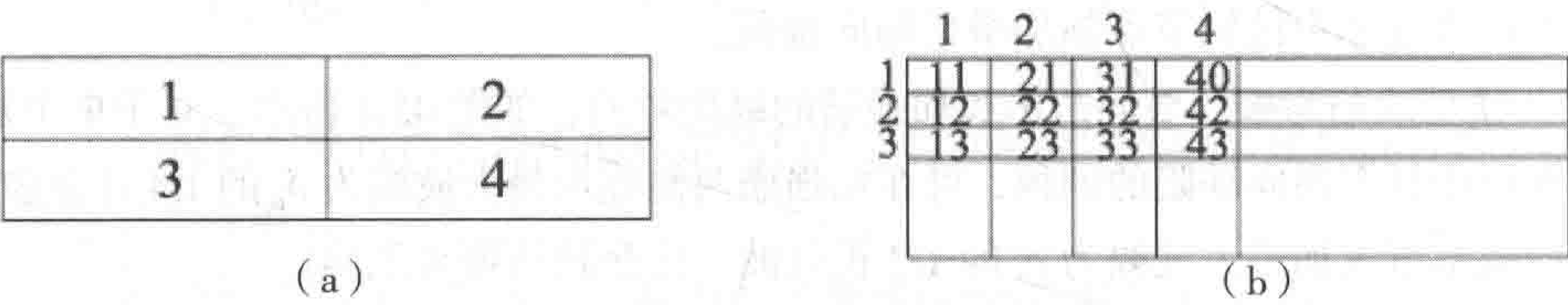


图 45.6　单个位置损伤的腐蚀映射

45.3.2.2　局部腐蚀对板的影响

Effects of Localized Corrosion on Plates

Timothy E. 等人[5]采用上述数值方法研究了局部腐蚀对板的影响。研究采用的方板尺寸为 1m × 1m × 10mm。模型所用钢材的杨氏模量为 207GPa，无应变硬化，泊松比为 0.3，密度为 7.85 t/m^3，屈服应力为 350MPa，极限应力为 450MPa。将板体积因局部腐蚀而损失 10% 施加于板中心面积可变的正方形区域内，结果如下：

减小腐蚀面积时，弹性屈曲承载力降低，但极限承载力呈现上升趋势，尤其是对于面积为 20% 的情况，如图 45.7 所示。随着腐蚀面积减小，板的厚度降低，

弹性屈曲导致面外位移增加。相对于板的厚度，面外位移较大可导致几何非线性的影响更大，使极限载荷增大。

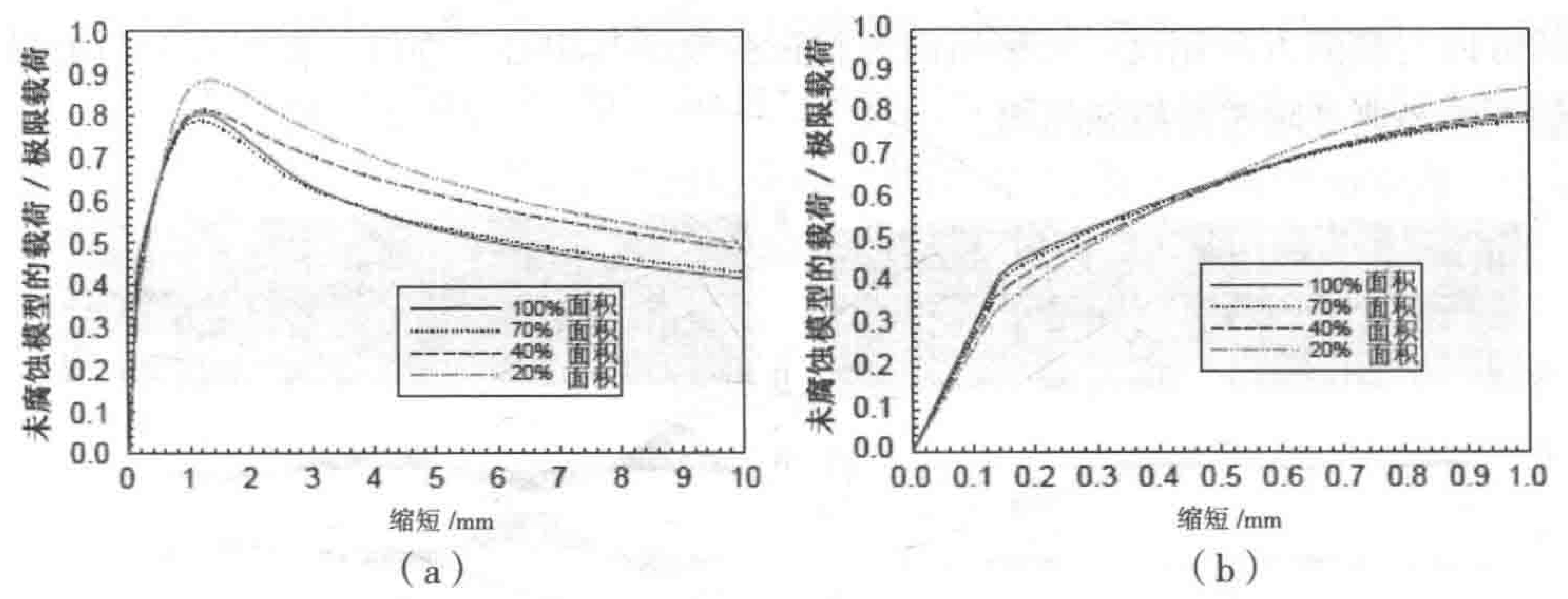


图 45.7　方板体积损失 10% 情况下的载荷 – 缩短曲线

（a）完整曲线　（b）屈曲闭合

45.3.2.3　局部腐蚀对加筋板格的影响

Effects of Localized Corrosion on Stiffened Panels

Timothy E, 等 [5] 采用上述数值方法研究了局部腐蚀对加筋板格的影响。研究中初始模型取自基准模型，总长度为 2m，尺寸如表 45.4 所示。钢的杨氏模量为 207GPa，泊松比为 0.3。

表 45.4　加筋板格的尺寸

	宽度 /mm	厚度 /mm	屈服应力 /MPa
板	500(b_p)	10(t_p)	425
腹板	136(d_w)	6 (t_w)	411
翼缘板	103(b_f)	8 (t_f)	395

所考虑的腐蚀效应与图 45.4 介绍的腐蚀效应相同。

研究结果如下：

1. 位置 P11 处 50% 体积损失

在局部位置施加体积因腐蚀而损失 10% 对载荷 – 位移曲线几乎没有影响，

腐蚀水平较高（50% 和 75% 体积损失）导致腐蚀区域发生局部屈曲，可影响加筋板格的整体破坏模式。位置 P11 处体积损失为 50% 的腐蚀加筋板格的数值结果如图 45.8 所示。腐蚀侧初始屈曲的方向与板缺陷的方向相同，而加筋腹板对侧屈曲的方向与缺陷方向相反。板格横向完整正弦波形与中心支撑柱（本研究中为加强筋）的经典二阶屈曲模态相同。

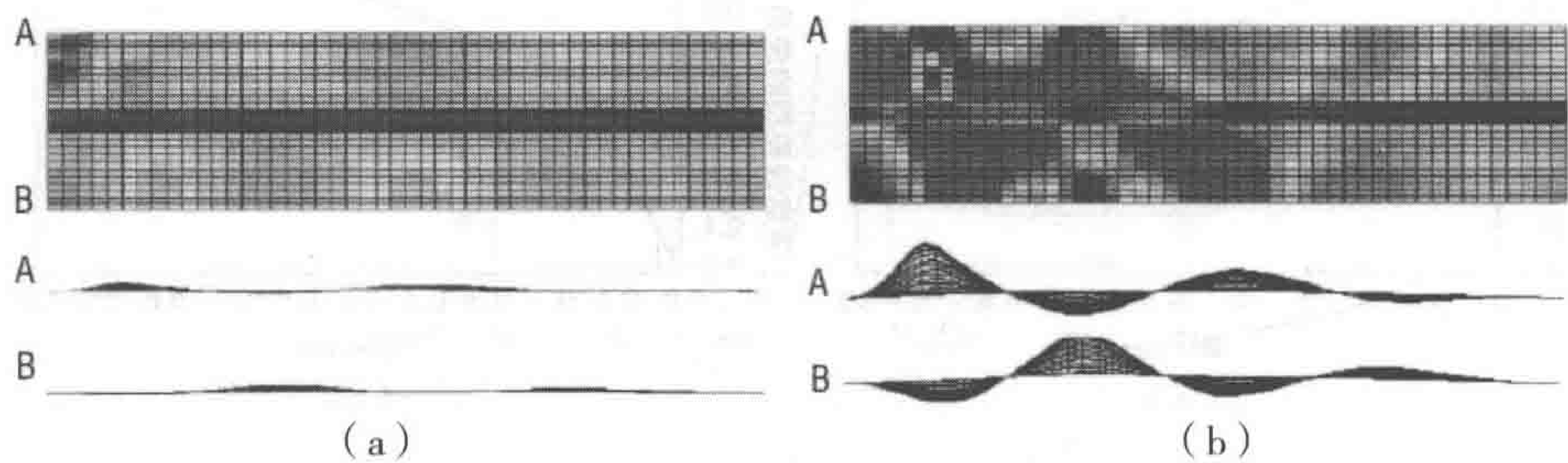


图 45.8　位置 P11 处体积损失为 50% 的腐蚀板的应力和位移分布

（a）一次屈服（局部）　（b）极限加载

2. **腐蚀位置 P21、P31 和 P41**

下一个位置 P21 的特性与 P11 类似。初始屈曲后，腐蚀位置局部出现高应力，但主屈服区域出现在腹板的对侧(图 45.9)，原因是屈曲模态的相反方向发生局部变形。

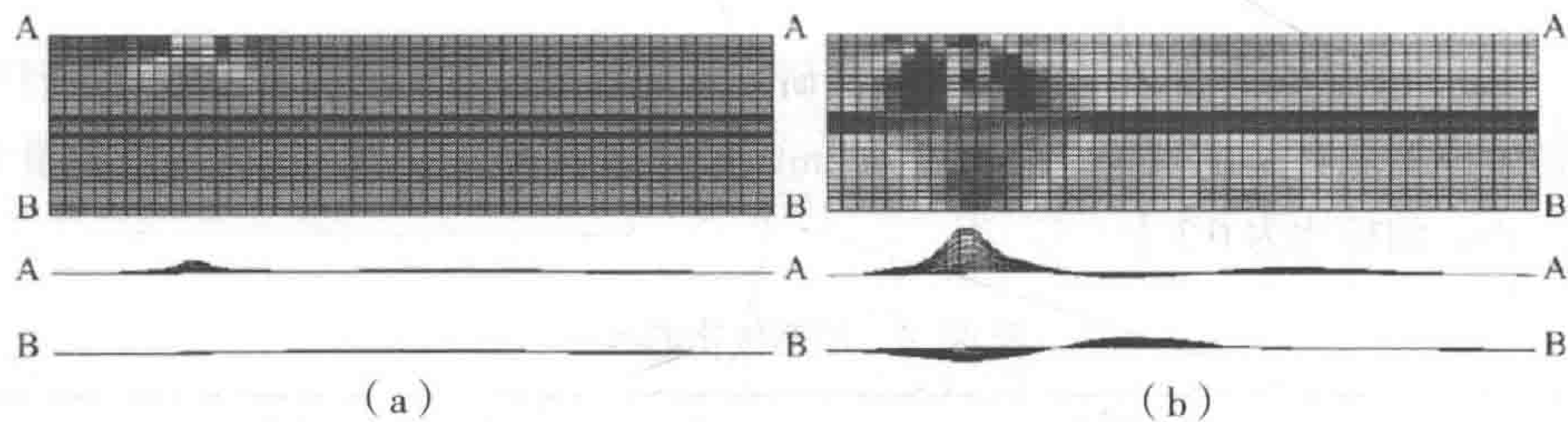


图 45.9　位置 P21 处体积损失为 75% 的腐蚀板的应力和位移分布

（a）第一次屈服（局部）　（b）屈服（整体模式）

腐蚀位置 P31 和 P41 的特性与 P21 相同，除了这些位置的初始屈曲发生在从板至翼缘板的方向上。该响应与初始缺陷模型的响应相反，这些位置（P31 和 P41）的局部屈曲导致整体变形模式发生反转。

3. **腐蚀位置 P22、P32 和 P42**

腐蚀位置 P22、P32 和 P42 的特性与 P21、P31 和 P41 类似，主要原因是这些位置所处的区域在残余应力作用下开始时处于压缩状态。

4. **腐蚀位置 P23、P33 和 P43**

腐蚀位置 P23、P33 和 P43 的特性与上述位置不同，因为这些位置所处的区域在残余应力作用下开始时处于拉伸状态。腐蚀导致屈服并促使整体失效模式出现，但并未发生局部屈曲。一旦达到极限加载，载荷即被传递至拉伸带。由于受到腐蚀，拉伸带的承载能力较低，因而对后极限载荷 – 缩短曲线造成了较大影响。还应注意的是腐蚀改变了残余应力的分布。如图 45.10 所示，腐蚀和未腐蚀区域均在屈服时达到最大拉伸应力，但腐蚀区域的压缩残余应力要低于未腐蚀区域。这是因为腐蚀使拉伸应力区的材料减少，平衡条件导致压缩残余应力降低。

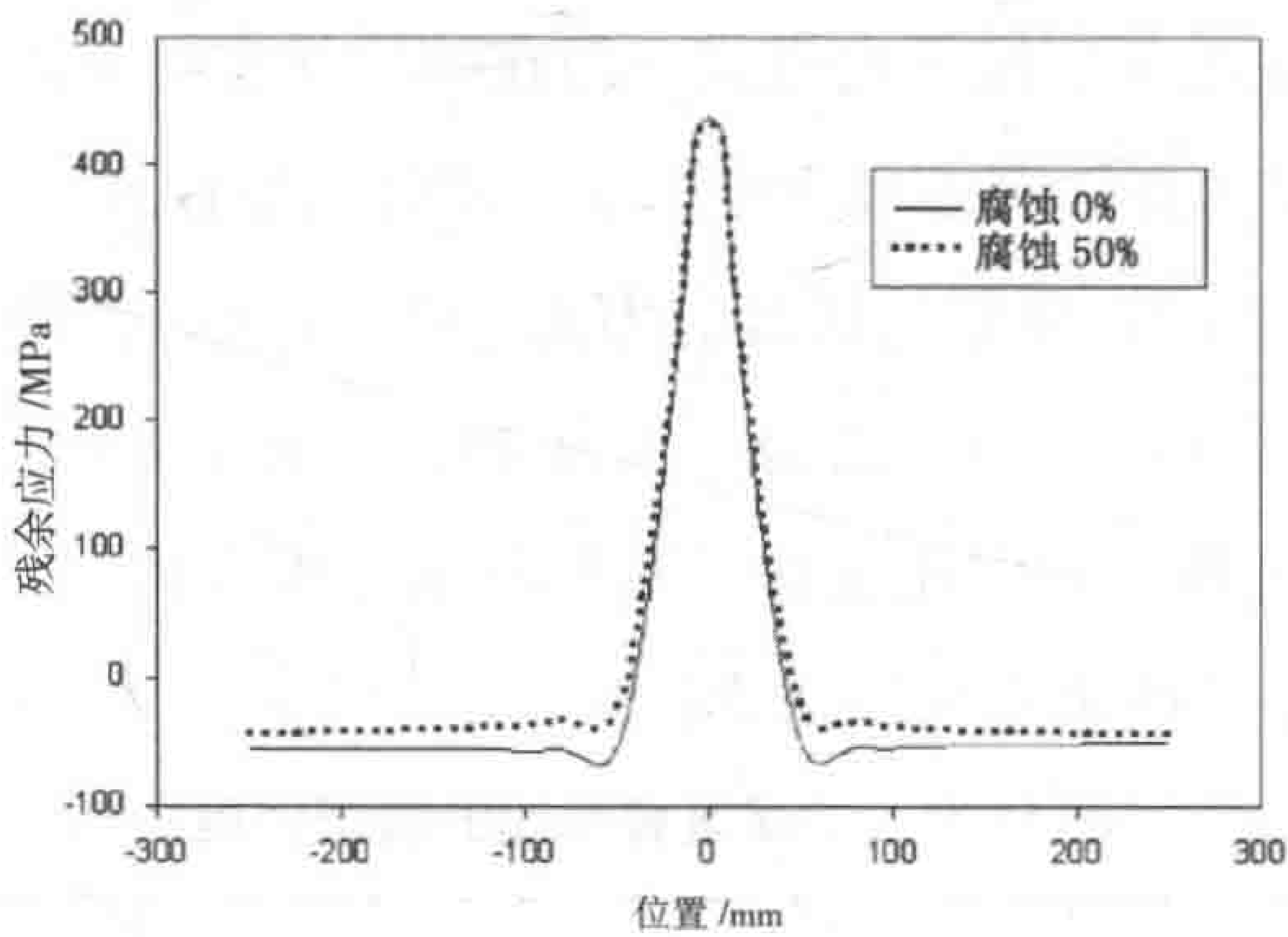


图 45.10　位置 P33 处腐蚀和未腐蚀板的残余应力比较

45.4　存在裂纹和腐蚀损伤的船体结构的残余极限强度

The Residual Ultimate Strength of Hull Structures with Crack and Corrosion Damage

本节介绍存在裂纹和腐蚀损伤的船体结构的极限强度分析方法，以及一些相关研究成果。

45.4.1　极限强度的分析方法

Analysis Method of Ultimate Strength

NFEM 是解决复杂工程结构问题的有力工具，但采用 NFEM 分析船体极限强

度需要大量时间构建模型和进行计算。避免这个问题的最有效方法是在计算过程中减少自由度，即降低有限元刚度矩阵的阶数。一种方法是采用称为理想结构单元的大结构单元。船舶横截面被分为一系列单独的结构单元，独立发生作用并根据各自的损伤模式失效。为了确保该方法的有效性，应合理划分结构单元并精确定义其损伤模式。

BV Mars 2000 提供一种 ISUM 用于分析两个相邻骨架之间船体梁的极限强度[7]，横截面被分为两种结构单元：连接加强筋的列板单元和硬角单元。前者在压缩状态下可表达屈曲或屈服损伤模式，但在拉伸状态下只能表达弹塑性损伤模式。后者构成列板交叉点，其破坏主要基于弹塑性失效模式。

ISSC 集装箱船加固钢甲板的屈服应力为 352.8 MPa，其他部分的屈服应力为 313.6 MPa[8]。根据 Gao Da-wei[9] 的研究，表 45.5 对采用 ISUM 和 NFEM 计算的极限强度结果进行了比较，表中还包含了六种其他分析方法的结果，NFEM 方法被证明可以精确预测船体的垂直极限强度。

表 45.5　ISSC集装箱船的极限强度

分析方法	Chen	Cho	Masaoka	Rigo	Soares	Yao	ISUM	NFEM
I_y/m^4	250.94	226.7	235.6	254.3	238.73	238.21	233.71	-
Z_G/m	8.86	8.84	8.54	8.10	8.51	8.63	8.81	-
SM_{btm}/m^3	28.32	25.64	27.59	31.40	28.05	27.60	26.53	-
SM_{dk}/m^3	19.57	17.66	17.93	18.73	18.13	18.25	18.16	-
$M_{UH}/\times10^3MNm$	6.82	7.05	8.06	8.00	7.75	6.90	7.51	7.44
$M_{US}/\times10^3MNm$	5.54	5.29	7.79	6.93	6.68	6.84	6.89	7.46

注：I_y 为关于水平中性轴的惯性力矩，Z_G 为龙骨上方中性轴的位置，SM_{btm} 为船底模量，SM_{dk} 为甲板模量，M_{UH} 为中拱极限弯矩，M_{US} 为中垂极限弯矩。

45.4.2　建模
Modeling

Gao Da-wei 等人[9] 对相关领域进行了研究，所用三艘样例船的尺寸如表 45.6

所示。ISSC 是 ISSC 委员会提供的集装箱船，载箱量为 3 100 标准箱（TEU）的集装箱船是现役船舶，而载箱量为 9 600 标准箱的集装箱船则是根据同类船舶假设的，符合 CCS 规范[10]。IACS （2000）[11] 概述了集装箱船的常见裂纹类型、损伤原因以及修理建议。研究中选择了 7 种代表性裂纹，分析了这些裂纹对极限强度的影响，并假定所有裂纹均位于加固构件上。

样例船由 NFEM 法建模。

表 45. 6　三艘样例船的主要尺寸

样例船	ISSC	3 100TEU	9 600TEU
L_{pp} /m	230	214.2	320
B/m	32.2	32	45.6
D/m	21.68	18.8	27.2

45.4.3　裂纹损伤的残余极限强度 Residual Ultimate Strength with Crack Damage

Gao Da-wei 等人[9] 在研究中对裂纹类型和裂纹长度进行了适当假定，以简化分析。由于横向裂纹对极限强度降低的影响最大，研究假定所考虑的七种裂纹均为位于骨架中部的横向裂纹，裂纹宽度 10 mm 并穿透钢板。表 45.7 列出了裂纹长度 C 和裂纹中心至船舶横截面初始水平中性轴的距离 R。

表 45. 7　裂纹参数

裂纹	长度 C/mm			裂纹中心至初始中性轴的距离 R/mm		
	ISSC	3 100TEU	9 600TEU	ISSC	3 100TEU	9 600TEU
裂纹 -1	–	425	550	–	11 972	17 147
裂纹 -2	–	775	850	–	11 859.5	17 072
裂纹 -3	600	700	800	12 720	9 797	14 947
裂纹 -4a	840	1 050	1 118	12 020	8 872	13 950
裂纹 -4b	1 680	2 100	2 236	12 030	8 922	14 029
裂纹 -4c	4 140	4 000	5 116	10 800	7 972	12 589
裂纹 -5a	840	1 050	1 118	12 020	8 872	13 950

（续表）

裂纹	长度 C/mm			裂纹中心至初始中性轴的距离 R/mm		
	ISSC	3 100TEU	9 600TEU	ISSC	3 100TEU	9 600TEU
裂纹 -5b	1 680	2 100	2 236	12 030	8 922	14 029
裂纹 -5c	4 140	4 000	5 116	10 800	7 972	12 589
裂纹 -6a	880	729	896	−8 810	−8 828	−12 053
裂纹 -6b	2 640	1 458	2 686	−8 810	−8 828	−12 053
裂纹 -6c	5 280	4 026	5 206	−8 810	−8 828	−12 053
裂纹 -7a	880	729	896	−7 010	−7 048	−9 953
裂纹 -7b	2 740	1 458	2 686	−7 010	−7 048	−9 953
裂纹 -7c	5 280	4 026	5 206	−7 010	−7 048	−9 953

为了比较破损船舶和完好船舶的极限强度，残余极限强度指数 *RIF* 可定义为：

$$RIF = M_{\text{Damage}}/M_{\text{Intact}} \text{ 或 } RIF=SM_{\text{Damage}}/SM_{\text{Intact}} \quad (45.5)$$

式中：

M_{Damage} 为破损船舶的极限弯矩，M_{Intact} 为完好船舶的极限弯矩，SM_{Damage} 为破损船舶的截面模量，SM_{Intact} 为完好船舶的截面模量。

裂纹位于中性轴以上时 ISSC 集装箱船的残余极限强度如图 45.11 所示。裂纹 4 位于壳体外侧，而裂纹 5 位于壳体内侧。当长度相同时，二者对于降低极限强

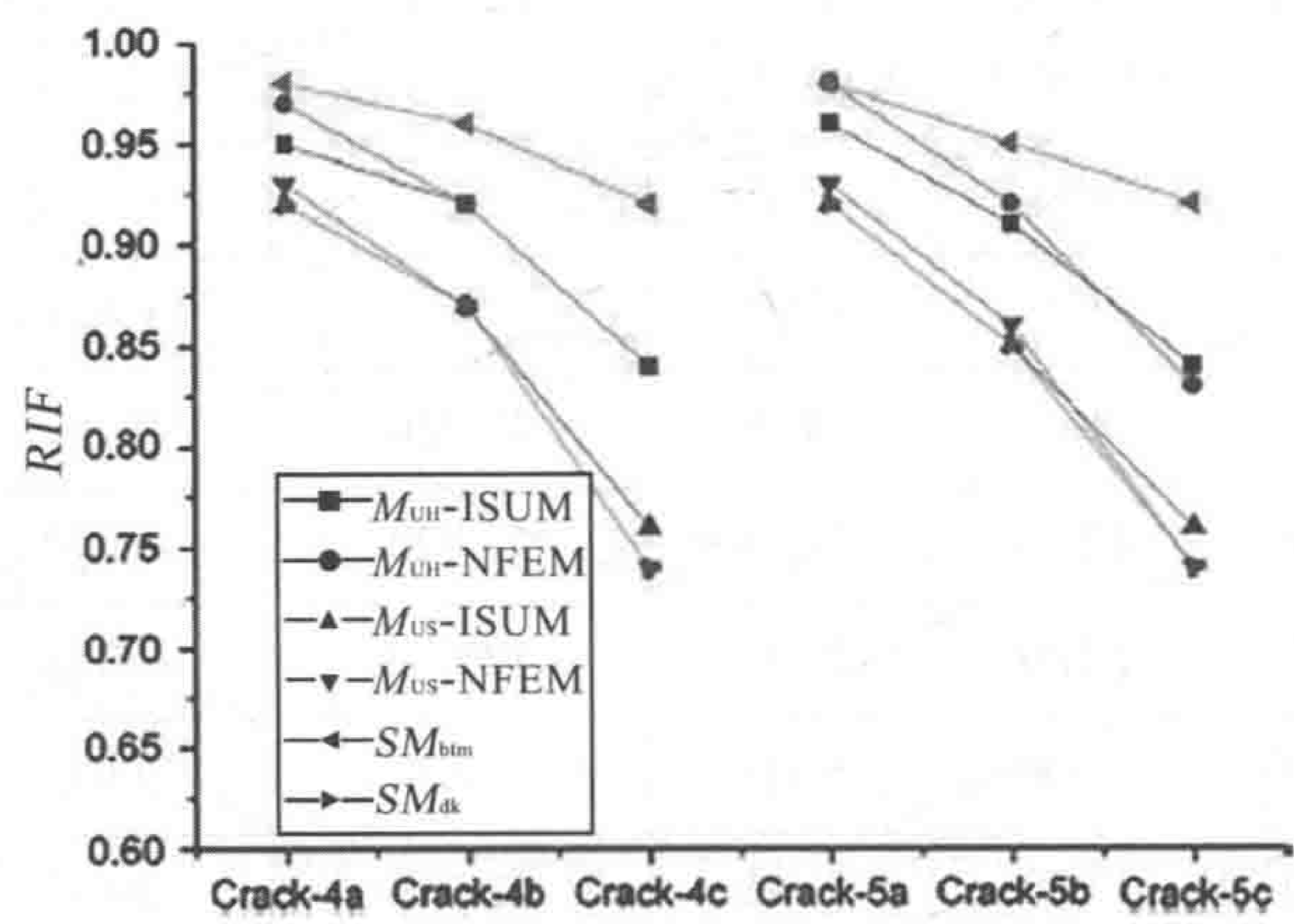


图 45.11　裂纹位于中性轴上方时 ISSC 集装箱船的残余极限强度

度的作用几乎相同。图 45.12 为船底模量的降低情况，当裂纹位于中性轴下方时，可较为保守地用于评估极限强度的变化。

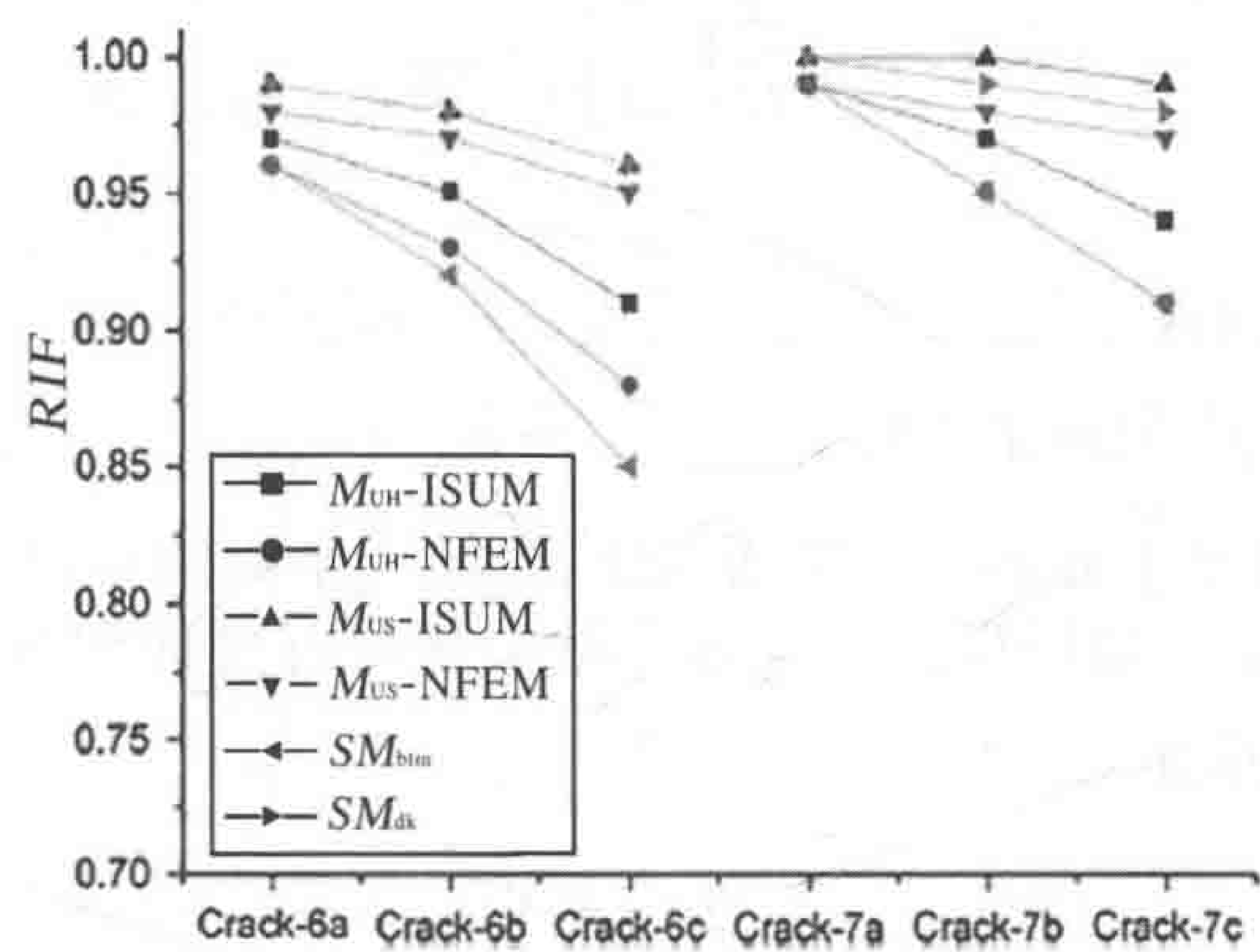


图 45.12　裂纹位于中性轴下方时 ISSC 集装箱船的残余极限强度

表 45.8　ISSC集装箱船的残余极限强度

裂纹	M_{UH}		M_{US}		SM_{btm}	SM_{dk}
	ISUM	NFEM	ISUM	NFEM		
裂纹 -3	0.98	0.97	0.98	0.96	0.99	0.96
裂纹 -4a	0.95	0.97	0.92	0.93	0.98	0.92
裂纹 -4b	0.92	0.92	0.87	0.87	0.96	0.87
裂纹 -4c	0.84	0.84	0.76	0.74	0.92	0.74
裂纹 -5a	0.96	0.98	0.92	0.93	0.98	0.92
裂纹 -5b	0.91	0.92	0.85	0.86	0.95	0.85
裂纹 -5c	0.84	0.83	0.76	0.74	0.92	0.74
裂纹 -6a	0.97	0.96	0.99	0.98	0.96	0.99
裂纹 -6b	0.95	0.93	0.98	0.97	0.92	0.98
裂纹 -6c	0.91	0.88	0.96	0.95	0.85	0.96
裂纹 -7a	0.99	0.99	1.00	0.99	0.99	1.00
裂纹 -7b	0.97	0.95	1.00	0.98	0.95	0.99
裂纹 -7c	0.94	0.91	0.99	0.97	0.91	0.98

注：$M_{UH}=(M_{UH})_{破损}/(M_{UH})_{完好}$，$M_{US}=(M_{US})_{破损}/(M_{US})_{完好}$，$SM_{btm}=(SM_{btm})_{破损}/(SM_{btm})_{完好}$，$SM_{dk}=(SM_{dk})_{破损}/(SM_{dk})_{完好}$。

ISSC 集装箱船的残余极限强度和截面模量如表 45.8 所示。当裂纹位于中性轴上方时，ISSC 集装箱船的残余极限强度与 $2c\ (R/D)^2/D$ 的关系如图 45.13 所示。

采用最小二乘法，残余极限强度曲线可由下式拟合，公式中的参数如表 45.9 所示：

$$RIF = a_1 \frac{2c}{D}\left(\frac{R}{D}\right)^2 + a_0 \tag{45.6}$$

式中：

RIF 为残余极限强度指数，c 为裂纹长度，R 裂纹中心至初始中性轴的距离，D 为船舶深度，a_0 和 a_1 为待定参数。

当裂纹位于中性轴下方时，ISSC 集装箱船的残余极限强度与 $2c(R/D)^2/D$ 的关系如图 45.14 所示。采用最小二乘法，残余极限强度曲线可由下式拟合。公式中的参数如表 45.9 所示。

$$RIF = a_1 \frac{2c}{B}\left(\frac{R}{D}\right)^2 + a_0 \tag{45.7}$$

式中：

B 为船舶宽度，a_0 和 a_1 为待定参数。

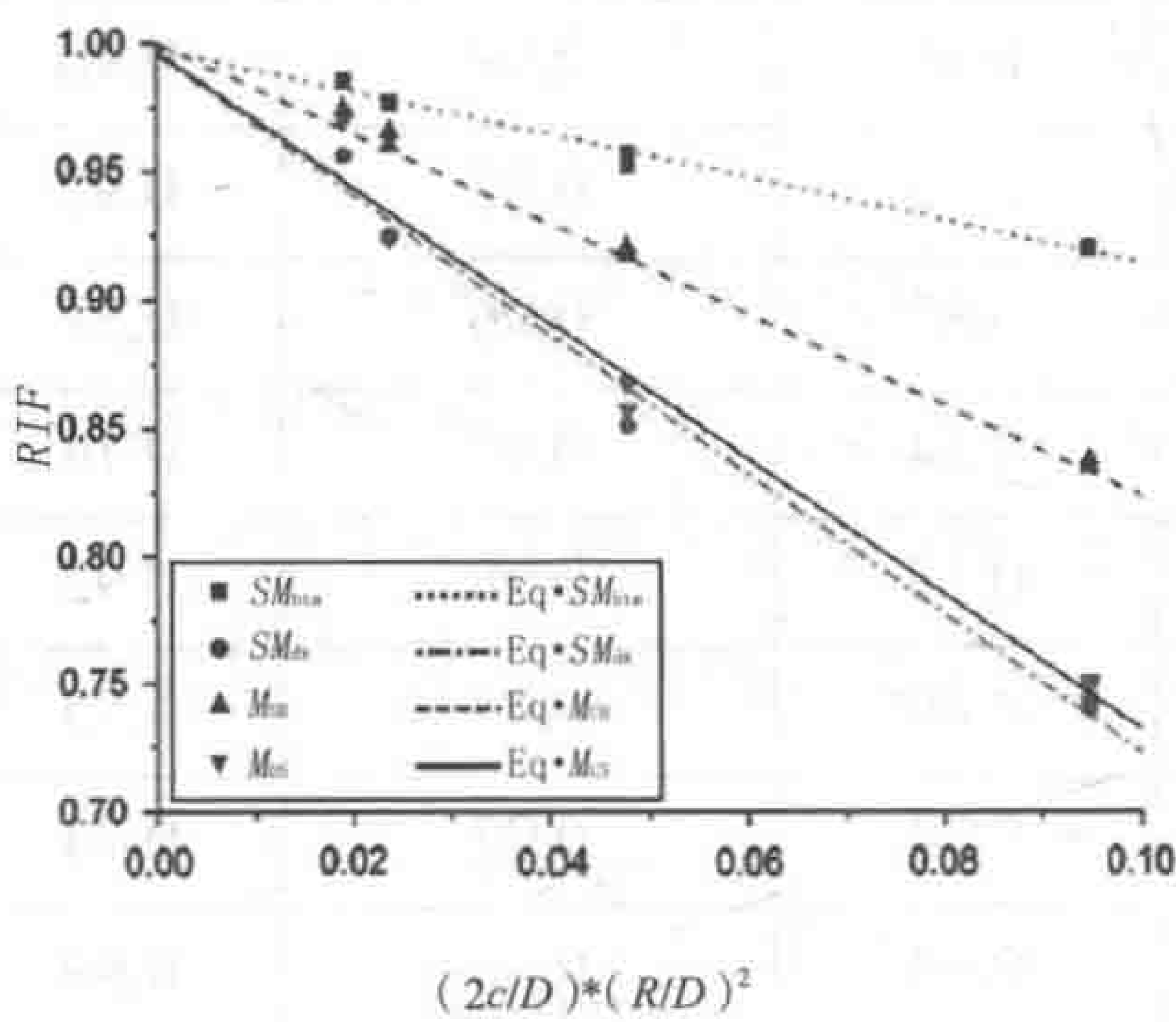


图 45.13　裂纹位于中性轴上方时 ISSC 集装箱船的残余极限强度

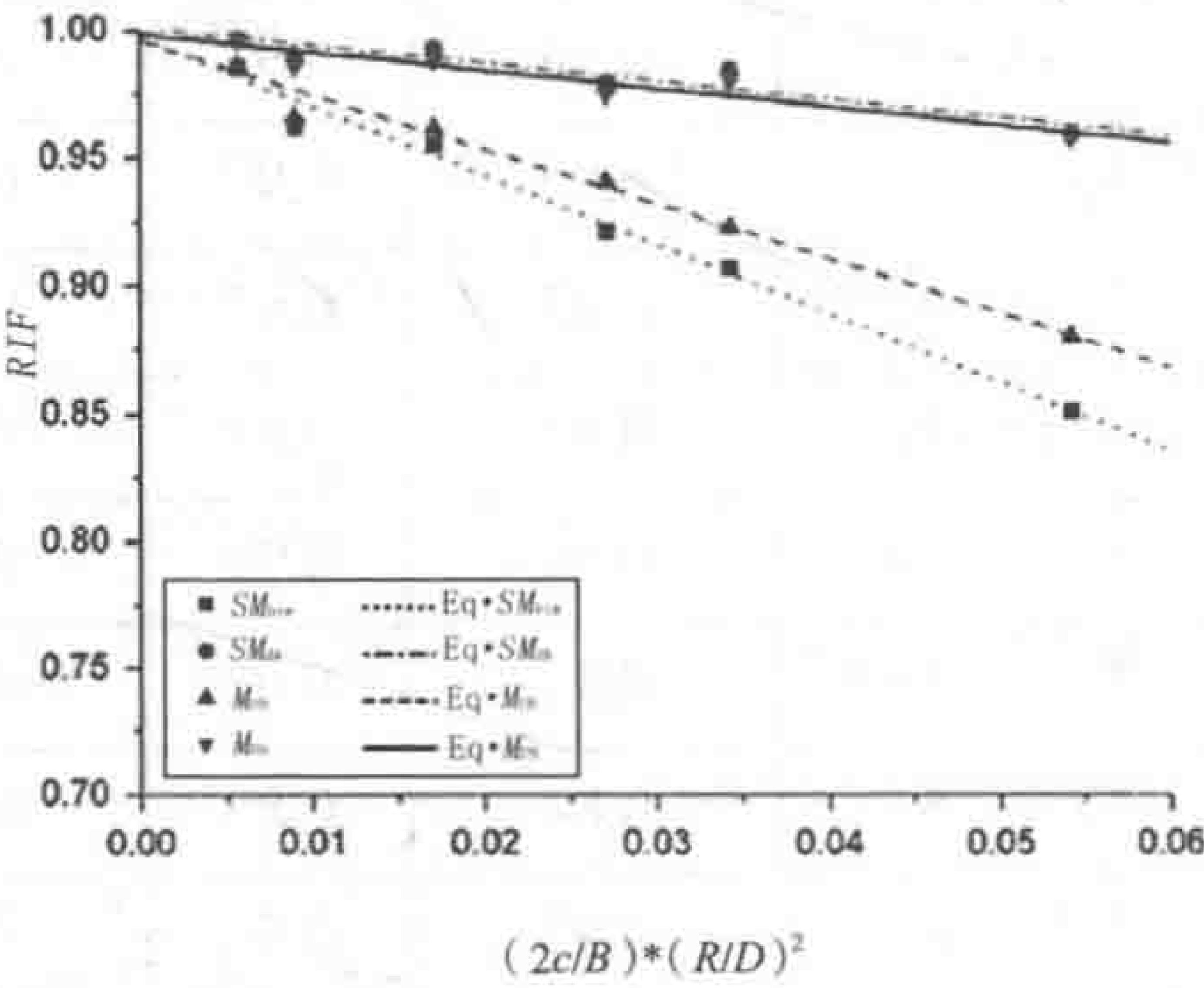


图 45.14　裂纹位于中性轴下方时 ISSC 集装箱船的残余极限强度

采用相同方法对载箱量为 3 100 和 9 600 标准箱的集装箱船的 *RIF* 进行分析，a_0 和 a_1 的结果如表 45.9 所示。三艘集装箱船的 *COV* 均不大，尤其是受裂纹损伤影响较大的 *COV* 非常小，例如裂纹位于中性轴上方的甲板模量和裂纹位于中性轴下方的船底模量。集装箱船主要尺寸的影响较小，式（45.6）和式（45.7）可用

于预测含裂纹损伤的集装箱船的残余极限强度。

表 45.9　预测集装箱船残余强度的简单公式

	裂纹位于中性轴上方				裂纹位于中性轴下方			
	M_{UH}		M_{US}		M_{UH}		M_{US}	
	a_1	a_0	a_1	a_0	a_1	a_0	a_1	a_0
ISSC	– 1.76	1.00	–2.65	1.00	–2.13	1.00	–0.71	1.00
3 100TEU	– 0.89	1.00	–2.17	0.99	–2.23	1.01	–0.72	1.00
9 600TEU	– 1.87	1.01	–2.82	1.00	–1.50	1.00	–0.49	1.00
Mean	– 1.51	1.00	–2.54	1.00	–1.95	1.00	–0.64	1.00
S.D.	0.54	0.00	0.34	0.00	0.39	0.00	0.13	0.00
COV	– 0.36	0.00	–0.13	0.00	–0.20	0.00	–0.20	0.00

45.4.4　腐蚀损伤的残余极限强度

Residual Ultimate Strength of Corrosion Damage

Gao Da-wei 等人[9]在研究中为了分析腐蚀对集装箱船残余极限强度的影响，将美国船级社、中国船级社和挪威船级社规定的腐蚀条件视为最严格的腐蚀条件。残余极限强度和截面模量如图 45.15 和图 45.16 所示。腐蚀对降低中拱极限强度的影响最大，随后是船底模量和中垂极限强度，对减小甲板模量的影响最小，这是由于船底受腐蚀影响的构件数量要多于甲板。因而纯粹从腐蚀角度来看，对旧船最危险的是中拱状态。

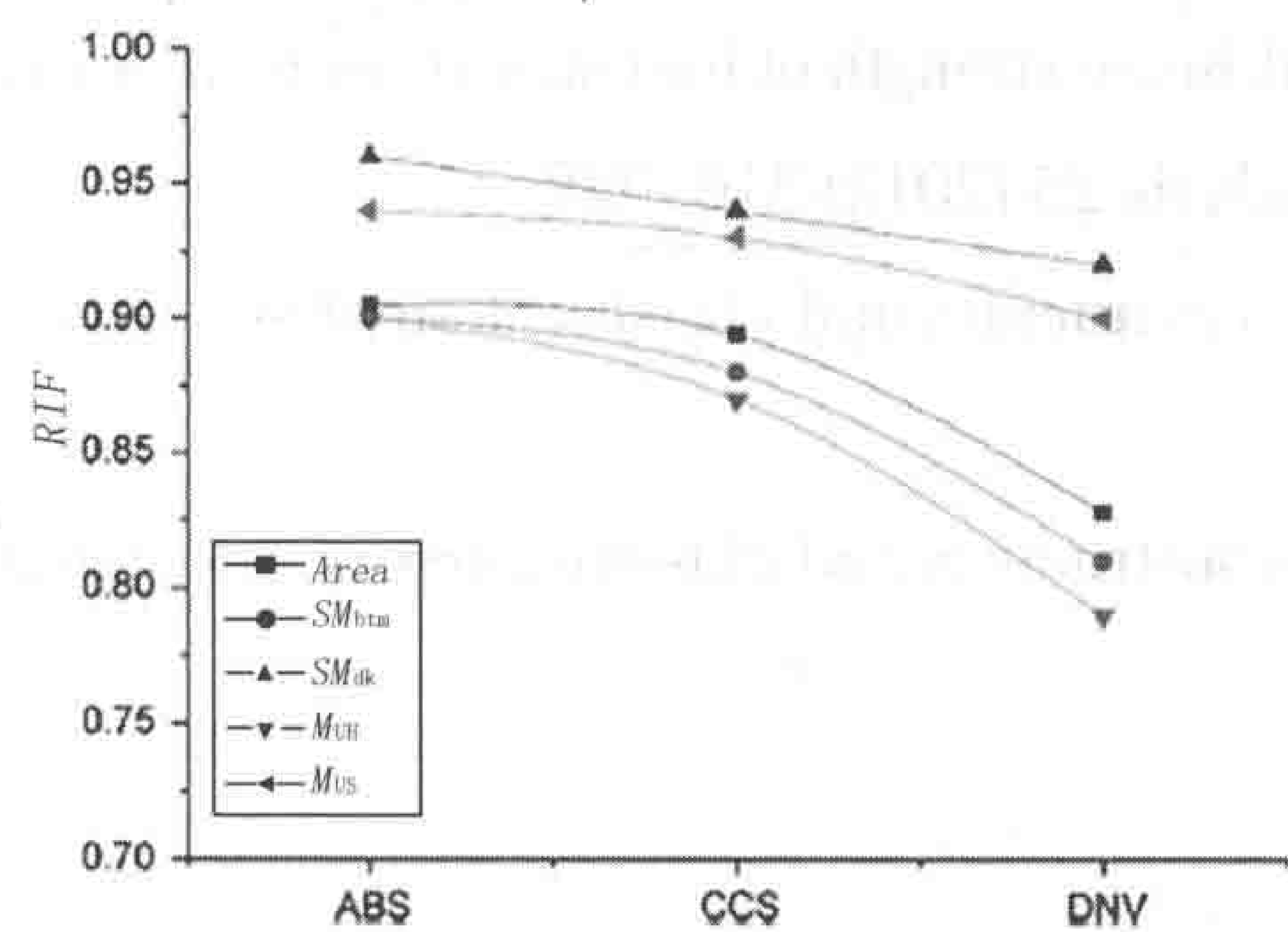


图 45.15　载箱量为 3 100 标准箱的集装箱船受到腐蚀损伤后的残余极限强度

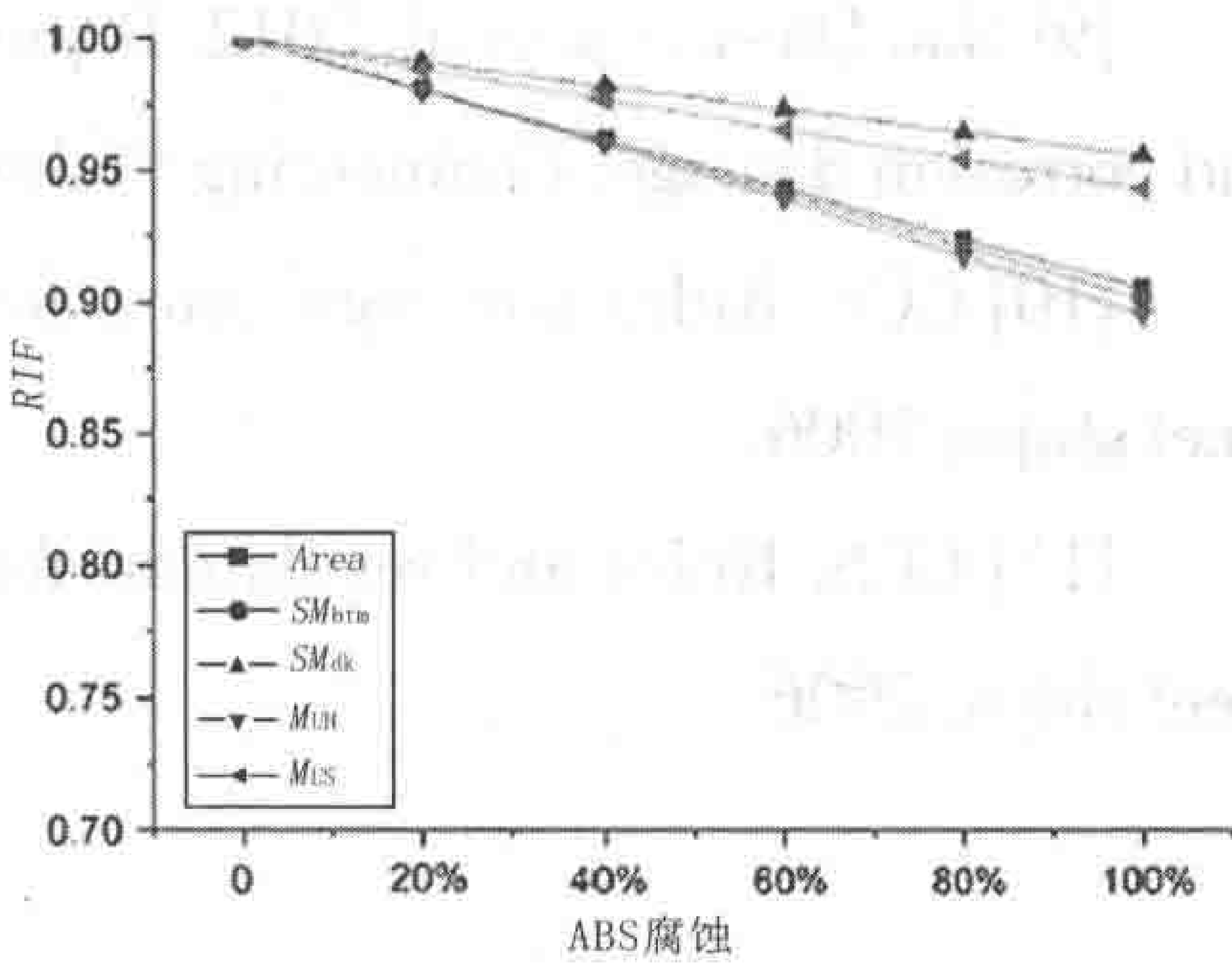


图 45.16　载箱量为 3 100 标准箱的集装箱船受到各种水平 ABS 腐蚀后的残余极限强度

45.5 参考文献
References

[1] Qin SP, Cui WC, Shen K. 2003. A non-linear corrosion model for time variant reliability analysis of ship structures. Journal of Ship Mehcanics.7:94-103.

[2] Abbas Bayatfar, et al. Residual ultimate strength of cracked steel unstiffened and stiffened plates under longitudinal compression. Thin-WalledStructures84 (2014)378-392

[3] ANSYS user' s manual (version12.1). Houston: Swanson Analysis Systems Inc.; 2009.

[4] Ship Structure Committee report. Strength and stability testing of stiffened plate panels, SSC-339, USA; 1997.

[5] Timothy E, et al. 2004. A computational investigation of the effects of localized corrosion on plates and stiffened panels. Marine Structures 17 (2004) 385-402.

[6] Hu SZ, Chen Q, Pegg N, Zimmerman TJE. Ultimate collapse of tests of stiffened-plate ship structural units. Mar Struct 1998; 10:587-610.

[7] BUREAU VERITAS (BV), Mars2000. Users guide -BV release November 14; 2011.

[8] ISSC. Proceedings of the 14th international ship and offshore structures congress. Japan; 2000.

[9] Gao Da-wei a, et al. 2012. Residual ultimate strength of hull structures with crack and corrosion damage. Engineering Failure Analysis 25 (2012) 316-328

[10] CCS, Rules and regulations for the construction and classification of sea-going steel ships; 2006.

[11] CCS, Rules and regulations for the construction and classification of sea-going steel ships; 2006.

第 46 章　离岸导管架平台的时变可靠性评估

Time Variant Reliability Assessment of Offshore Jacket Platform

46.1 简介 Introduction

离岸石油的开采至今已约有半个世纪的时间。自 1947 年在墨西哥湾安装首个钢质导管架平台起，世界各地的多数离岸地区已有各种平台投入使用。因经济、环境和人为因素所致的平台失效已导致严重的后果。因此，新设计平台和老旧平台的安全性须进行更为彻底的评估。

需考虑已开发的可靠性评估法是否适宜于平台的安全评估。在传统的可靠性评估法中，结构物的承载力在设计参照时间内是恒定不变的。实际上，随着时间的延续，结构物的承载力在下降。导致导管架平台承载力退化的因素有腐蚀、疲劳、断裂等。因此，顾及随时间而退化的可靠性评估法备受业界欢迎。

顾及承载力随时间而发生变化的可靠性评估异常复杂。1975 年，人们曾就累积损伤作用下结构物的可靠性分析进行研究（Kameda 和 Koike 1975）。1987 年的研究显示，结构物的可靠性分析已考虑到承载力和载荷效应随时间发生变化的现象（Geidl 和 Saunders 1987）。1993 年，有研究曾将 Monte Carlo 法应用于时变结构物的系统可靠性研究（Mori 和 Ellingwood 1993b）。1995 年发表了退化结构物可靠性理论阈值的研究（Li 1995）。

土木工程领域已报道了有关时变可靠性分析法的许多研究内容。为评估老化核设施的安全性，Ellingwood Bruce R. 等（Braverman 等，2004, Ciampoli 和 Ellingwood 2002, Ellingwood 和 Mori 1997, Mori 和 Ellingwood 1993a, Naus 等， 1996, Takahashi 和 Ellingwood，2005； Zheng 和 Ellingwood，1998）已就结构物的时变可靠性分析法展开了诸多原创研究。Stewart Mark G. 等（Stewart 和 Rosowsky，1998； Stewart 和 Suo，2009）曾研究了混凝土梁的腐蚀机制，并构建了时变可靠性模型。

也有人就船舶和离岸结构展开相关研究，例如 Guedes Soares C. 等（Guedes Soares 和 Dogliani，2000；Guedes Soares 和 Garbatov，1999； Guedes Soares 和 Ivanov，1989；Ivanov，2009；Mohd 等，2014）。

1997 年，P.H. Wirsching 等（Wirsching 等，1997）就与腐蚀船体的极限强度

相关的可靠性展开研究。2003 年，J.K. Paik 等（Paik 等，2003）研究了散货船的时变腐蚀损耗模型。同样在 2003 年，Hai-Hong Sun 和 Yong Bai（Sun 和 Bai，2003）就 FPSO 船体梁的时变可靠性评估展开研究。2010 年，Tuan-Hai Chen 和 Guo-Ming Chen(Chen 和 Chen，2010)对冰区内老化平台的时变可靠性进行了研究。

尽管已展开了多种研究，但在进行结构物时变可靠性分析时仍有诸多挑战。所做的研究主要关注于船舶，而对离岸平台的却不多见。

本章就离岸导管架平台的时变可靠性评估展开研究，并为导管架平台建立了一个合适的时变可靠性模型。将底部抗剪承载力作为导管架平台的承载力，并提出分析初始承载力的方法。在承载力退化时对腐蚀损耗随时间发生变化的情况进行思考。其所考虑的载荷为台风，包括风力、波浪和海流载荷。随后推导出台风载荷效应概率模型的方法，并将时变可靠性法应用于平台实例。

46.2　导管架平台的时变可靠性模型 Time Variant Reliability Model of Jacket Platform

结构物极限状态函数的随机过程可表示为

$$Z(t)=g[R(t),S(t)]=R(t)-S(t) \tag{46.1}$$

式中：

$R(t)$ 为结构物承载力的随机过程，$S(t)$ 为结构物的载荷效应随机过程。

结构物的可靠性是指结构物满足设计所要求功能的概率。因此，在结构物的设计参照时间内，结构物的可靠性可表示为

$$P_s(T)=P\{Z(t)>0,t\in[0,T]\}=P\{R(t)>S(t),t\in[0,T]\} \tag{46.2}$$

在结构物的设计参照时间内，结构物的失效概率可通过结构物可靠性事件的补充事件表示为

$$P_f(T)=1-P_s(T)=P\{R(t)<S(t),t\in[0,T]\} \tag{46.3}$$

式（46.3）表示，设计参照时间内的结构物将因其承载力低于载荷效应 t_i 而

发生失效。

对导管架平台而言，底部抗剪失效是主要的结构失效模式，已有多篇论文对此展开研究。导管架平台的承载力因腐蚀、疲劳、断裂等原因随时间而降低。对于平台的载荷效应，在评估期间需考虑到不同类型的载荷组合。本章考虑到了风力、波浪和海流载荷的组合情况。平台承载力和载荷效应的分析方法参见第 46.3 和 46.4 节。

根据式（46.3），设计参照时间内的结构物失效概率可表示为

$$P_f = P\{R(t) - S(t) < 0, t \in [0,T]\} = P\{\min[R(t) - S(t)] < 0, t \in [0,T]\} \quad (46.4)$$

若未顾及承载力的退化情况，则可设定 $R(t)=R$，然后可将式（46.4）表示为

$$P_f(T) = P\{R - \max S(t)\} < 0, t \in [0,T] = P\{R - S_T < 0\} \quad (46.5)$$

$S_T = \max S(t), t \in [0,T]$ 是设计参照时间内 $S(t)$ 的最大随机变量。式（46.6）可视为用于计算可靠性的式（46.5）的极限函数。

$$Z = g(R, S_T) = R - S_T \quad (46.6)$$

为分析 S_T 的概率分布函数，将设计参照时间划分为 N 等分，然后用 $\tau = T/N$ 表示每一等分（见图 46.1）。通过分析，可确定 τ 时最大载荷效应 S_i 的概率分布函数。若假定每一个 S_i 是独立的，根据极值统计理论，设计参照时间内 S_T 的概率分布函数则可表示为

$$F_{S_T}(X) = [F_{S_\tau}(X)]^N \quad (46.7)$$

若 S_i 属于极值类型 I 分布，则可将概率分布函数表示为

$$F_{S_\tau}(X) = \exp\{-\exp[-\alpha(x-u)]\} \quad (46.8)$$

然后，S_T 也属于极值类型 I 分布，参数 α 和 u 可转化为

$$\alpha_T = \alpha$$
$$u_T = u + \frac{\ln N}{\alpha_T} \quad (46.9)$$

上述公式均虑及结构物的承载力不会随时间发生变化。若 R 为时变变量，上述方法则不合适。后续内容将述及有关承载力随时间变化的结构物的可靠性

评估法。

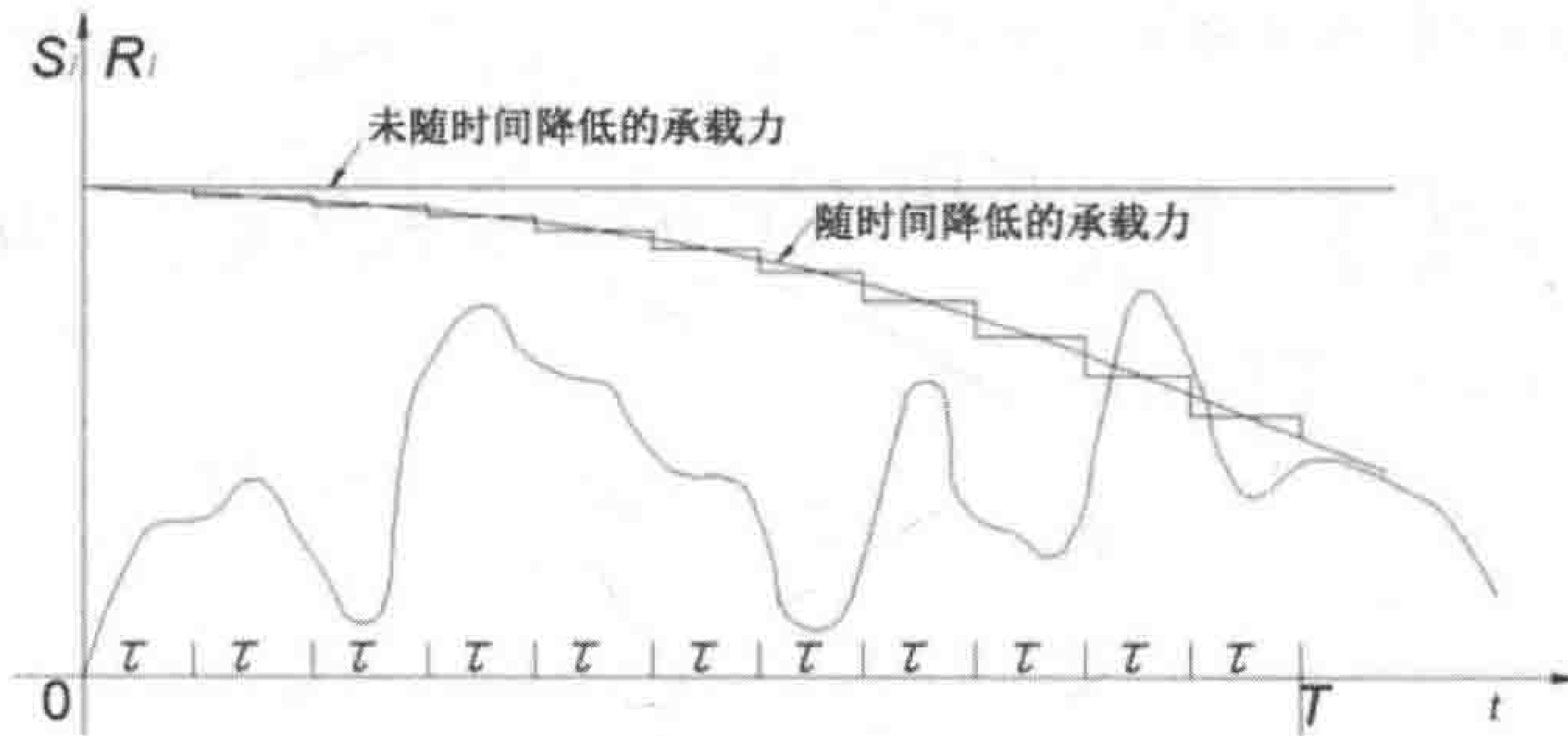


图 46.1　时变可靠性分析法

根据式（46.4），$R(t)$ 和 $S(t)$ 两者均在设计参照时间内被等分 N 段（见图 46.1），并且结构物的失效概率可表示为

$$\begin{aligned} P_f(T) &= P\{\min[R(t_i)-S(t_i)]<0, t_i=i\tau, i=1,2,\cdots, N\} \\ &= P\{\bigcup_{i=1}^{N}[R(t_i)-S(t_i)<0], t_i=i\tau\} \\ &= P\{\bigcup_{i=1}^{N}[R_i-S_i<0]\} \end{aligned} \tag{46.10}$$

式中：

$R(t)$ 为第 i 时间段的代表性承载力数值，$S(t)$ 为第 i 时间段内的极限载荷值，τ 为每一时间段的持续时间。

式（46.10）用于求解 N 部分串联系统的可靠性。假设每一个 S_i 均是独立的，式（46.10）可表示为

$$\begin{aligned} P_f(T) &= 1-P\{\prod_{i=1}^{N}[R_i-S_i \geqslant 0]\} \\ &= 1-P\{\prod_{i=1}^{N}[S_i \leqslant R_i]\} \\ &= 1-P\{\prod_{i=1}^{N}[S_i \leqslant r_i | R_1=r_1, R_2=r_2, \cdots, R_N=r_N]\} \times P[R_1=r_1, R_2=r_2, \cdots, R_N=r_N] \\ &= 1-\int_0^{+\infty}\int_0^{+\infty}\cdots\int_0^{+\infty}\prod_{i=1}^{N}F_{S_\tau}(r_i)\cdot f_{R_1,R_2,\cdots R_N}(r_1,r_2,\cdots,r_N)\mathrm{d}r_1\mathrm{d}r_2\cdots\mathrm{d}r_N \end{aligned} \tag{46.11}$$

式中：

$f_{R_1,R_2,\cdots,R_N}$（$r_1,r_2,\cdots,r_N$）为 $R_1,R_2,\cdots,R_N$ 的联合概率密度函数，F_{S_τ}（ ）为 S_i 的概率分布函数。

一个新的随机变量在此被定义为 S'。其概率密度函数为 $f_{s'}(S')$，概率分布函数为 $f_{s'}(S')$，然后可将式（46.11）表示为

$$\begin{aligned}P_f(T) &= 1-\int_0^{+\infty}\int_0^{+\infty}\cdots\int_0^{+\infty}\int_0^{s'<F_{S'}^{-1}[\prod_{i=1}^{N}F_{S_\tau}(r_i)]} F_{S_\tau}(r_i)\cdot f_{R_1,R_2,\cdots,R_N}(r_1,r_2,\cdots,r_N)\mathrm{d}s'\mathrm{d}r_1\mathrm{d}r_2\cdots\mathrm{d}r_N \\ &= 1-P\{S'-F_{S'}^{-1}[\prod_{i=1}^{N}F_{S_\tau}(r_i)]<0\} \\ &= P[g(R_1,R_2,\cdots R_N,S')<0]\end{aligned} \quad (46.12)$$

式中：

$F_{S'}^{-1}$（ ）为 $F_{S'}$（ ）的反函数。

$$g(R_1,R_2,\cdots,R_N,S')=F_{S'}^{-1}[\prod\nolimits_{i=1}^{N}F_{S\tau}(R_i)]-S'=F_{S'}^{-1}[\prod\nolimits_{i=1}^{N}F_{S\tau}(R_0\cdot\varphi_i)]-S' \quad (46.13)$$

式中：

R_0 为初始承载力，φ 为承载力退化规则（经分析得出），φ_i 为对应于特定时间的数值。

当引入随机变量 S' 时，式（46.11）所表示的高维积分可表示为式（46.13），然后可将常规的可靠性方法用于求解这一函数。

式（46.13）的可靠性结果与 S' 的概率分布类型无关，可假定概率分布类型为正态分布，式（46.13）则可用 Monte Carlo 法求解。

在分析离岸结构的可靠性时，若载荷效应 S_τ 可被视为属于极值类型 I 分布，则可将其假设如下：

$$g(R_1,R_2,\cdots,R_N,S')=F_{S_T}^{-1}\{\prod\nolimits_{i=1}^{N}[F_{S_T}(R_i)]^{1/N}\}-S_T \quad (46.14)$$

式中：

$$S=F_{S_T}^{-1}\{\prod\nolimits_{i=1}^{N}[F_{S_T}(R_i)]^{1/N}\} \quad (46.15)$$

$$F_{S_T}(S)=\prod\nolimits_{i=1}^{N}[F_{S_T}(R_i)]^{1/N} \quad (46.16)$$

极值类型 I 的概率分布函数可用于表示式（46.16），即

$$F_{S_T}(S)=\exp\{-\exp[-\alpha_T(S-u_T)]\}=\exp\{-\frac{1}{N}\sum\nolimits_{i=1}^{N}\exp[-\alpha_T(R_i-u_T)]\} \quad (46.17)$$

然后，

$$S=-\frac{1}{\alpha_T}\ln[\frac{1}{N}\sum\nolimits_{i=1}^{N}\exp(-\alpha_T)] \quad (46.18)$$

若将式（46.18）代入式（46.14），则可得出可靠性分析函数如下式，其说明承载力随时间降低，而且 S_τ 属于极值类型 I 分布。

$$g(R_1,R_2,\cdots,R_N,S')=-\frac{1}{\alpha_T}\ln[\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\exp(-\alpha_T R_i)]-S_T=-\frac{1}{\alpha_T}\ln[\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\exp(-\alpha_T R_0\cdot\varphi_i)]-S_T \tag{46.19}$$

式（46.19）可运用 FORM 法进行分析。

46.3　导管架平台承载力概率模型
Bearing Capacity Probability Model of Jacket Platform

整个结构物的极限强度是导管架平台可靠性评估中的一个重要组成部分。本节以整体极限强度表示导管架平台的承载力，前者在此体现为底部抗剪承载力，可忽略其他失效模式。底部抗剪承载力可用有限元法（FEM）进行计算。由于不同的原因如腐蚀、疲劳等，致使主要的导管架平台结构的底部抗剪承载力随时间而降低。

本节已虑及腐蚀对结构底部抗剪承载力的影响，借以评估导管架平台的可靠性。图 46.2 为受腐蚀影响的导管架平台的可靠性分析过程。

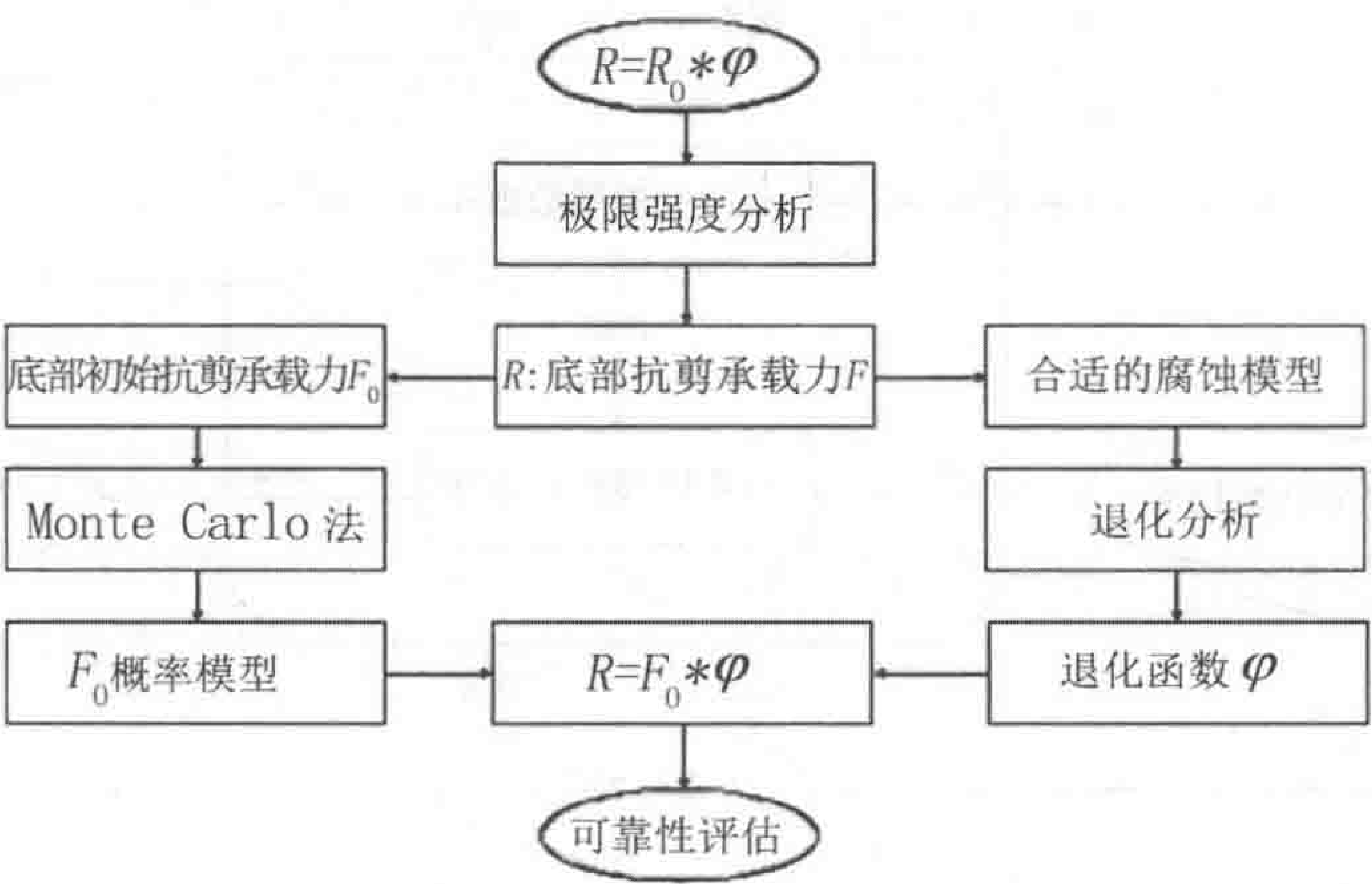


图 46.2　受腐蚀影响的导管架平台的可靠性分析过程

46.3.1 底部抗剪承载力 Shear Bearing Capacity at the Bottom

在本节研究中，将 ANSYS 多物理场模块用于表示导管架平台的有限元模型。一些单元类型（pipe 20、pipe 59、beam 4 和 shell 43）均被用于为不同类型的结构构件建模。当海平面上平台结构的位移达到水深的 1% 时，将导管架平台的底部抗剪承载力定义为导管架平台的底部剪力。

46.3.2 底部初始抗剪承载力概率模型 Probability Model of the Initial Shear Bearing Capacity at the Bottom

平台的底部抗剪承载力是多种参数的函数，如不同构件的直径和厚度、弹性模量和不同材料的强度等。所有参数均为随机变量，因此平台的底部抗剪承载力也是一个随机变量，且有自己的概率模型。对大多数现有参数而言，要得出这一函数关系却并非易事。因此，可采用其他方法来得出平台底部抗剪承载力的概率模型。

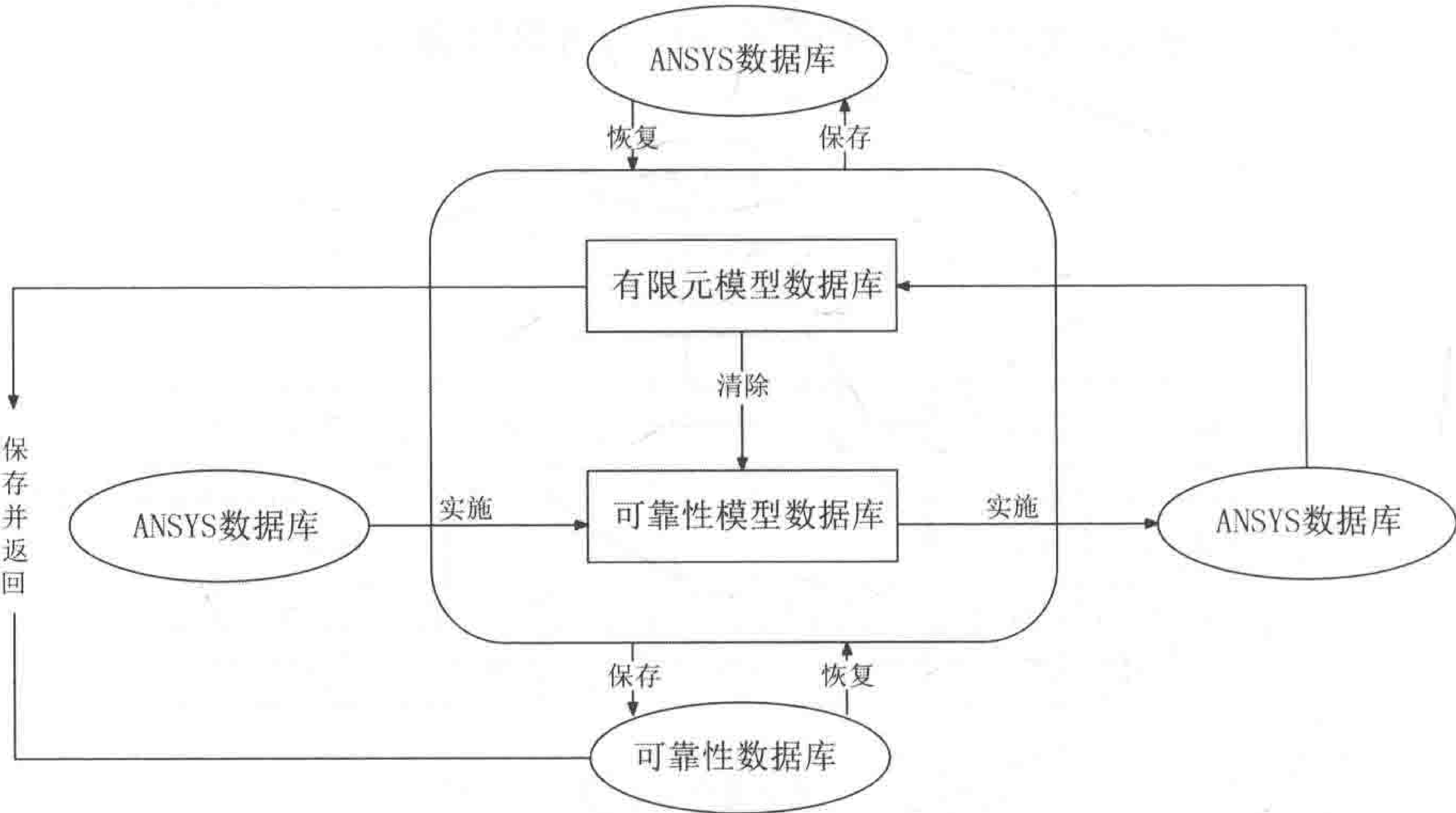


图 46.3　ANSYS 软件的 PDS 分析过程

ANSYS 软件的 PDS 模块可对平台底部抗剪承载力的概率模型进行分析。PDS 分析过程是使用 Monte Cralo 法的过程。对导管架平台的分析过程而言，首先可建立平台的有限元模型，然后可使用前端获取底部抗剪承载力，并保存其数据文件。其步骤：进入 PDS 模块，设置输入参数的概率特征（分布类型和分布参数），指定输出参数，选择分析法，求解。最后可从 PDS 模块的输出报告中得到平台底部抗剪承载力的概率特征。图 46.3 所示为分析过程。在 PDS 模块中，可为输入参数选定多种概率分布，而 Monte Carlo 分析则可选取两种取样法（直接取样和拉丁超立方取样）。

46.3.3 腐蚀作用下底部抗剪承载力的退化 Degradation of Shear Bearing Capacity at the Bottom of the Corrosion

本节仅考虑均匀腐蚀现象，其结果是厚度减小。

46. 3. 3. 1　腐蚀模型 Corrosion Model

本节考虑为该平台建立一个非线性腐蚀模型。

在当前的腐蚀模型中设有防腐系统（CPS）。模型中 CPS 的失效过程以渐进方式进行，其腐蚀起始于 CPS 发生整体失效之前。另外，考虑到腐蚀厚度和微生物生长的情况，腐蚀速率以累积方式增加，当其达到最高值时便会逐渐下降。因此，对 CPS 而言，可用两个参数（ T_{st}，T_{cl} ）表示其效率。T_{st} 是腐蚀开始时间，T_{cl} 是 CPS 生命周期时间，两者均可经测试得出。因而整个腐蚀过程被分为 3 部分：

（1）无腐蚀，$t \in [0,T_{st}]$。

（2）腐蚀加速，$t \in [T_{st},T_A]$ 。

（3）腐蚀速率下降，$t \in [T_A, T_L]$ 。

式中，T_L 为平台的评估时间，T_A 为至最大腐蚀速率的时间，简化为 $T_A=T_{cl}$ 。

将 Weibull 分布式用于表示腐蚀速率：

$$r(t)=\begin{cases} 0, & 0\leqslant t<T_{st} \\ d\dfrac{\beta}{\eta}\left(\dfrac{t-T_{st}}{\eta}\right)^{\beta-1}\exp\left[-\left(\dfrac{t-T_{st}}{\eta}\right)^{\beta}\right], & T_{st}\leqslant t\leqslant T_L \end{cases} \tag{46.20}$$

腐蚀损耗可表示为：

$$d(t)=\begin{cases}0, & 0\leqslant t<T_{st}\\ d\left\{1-\exp\left[-\left(\dfrac{t-T_{st}}{\eta}\right)^{\beta}\right]\right\}, & T_{st}\leqslant t\leqslant T_L\end{cases} \tag{46.21}$$

式中：

d,β,η,T_{st}为四个有待确定的参数。图 46.4 至图 46.7 均为腐蚀模型的参数分析图，其中参数的不同比例表示腐蚀速率模型的不同形式。

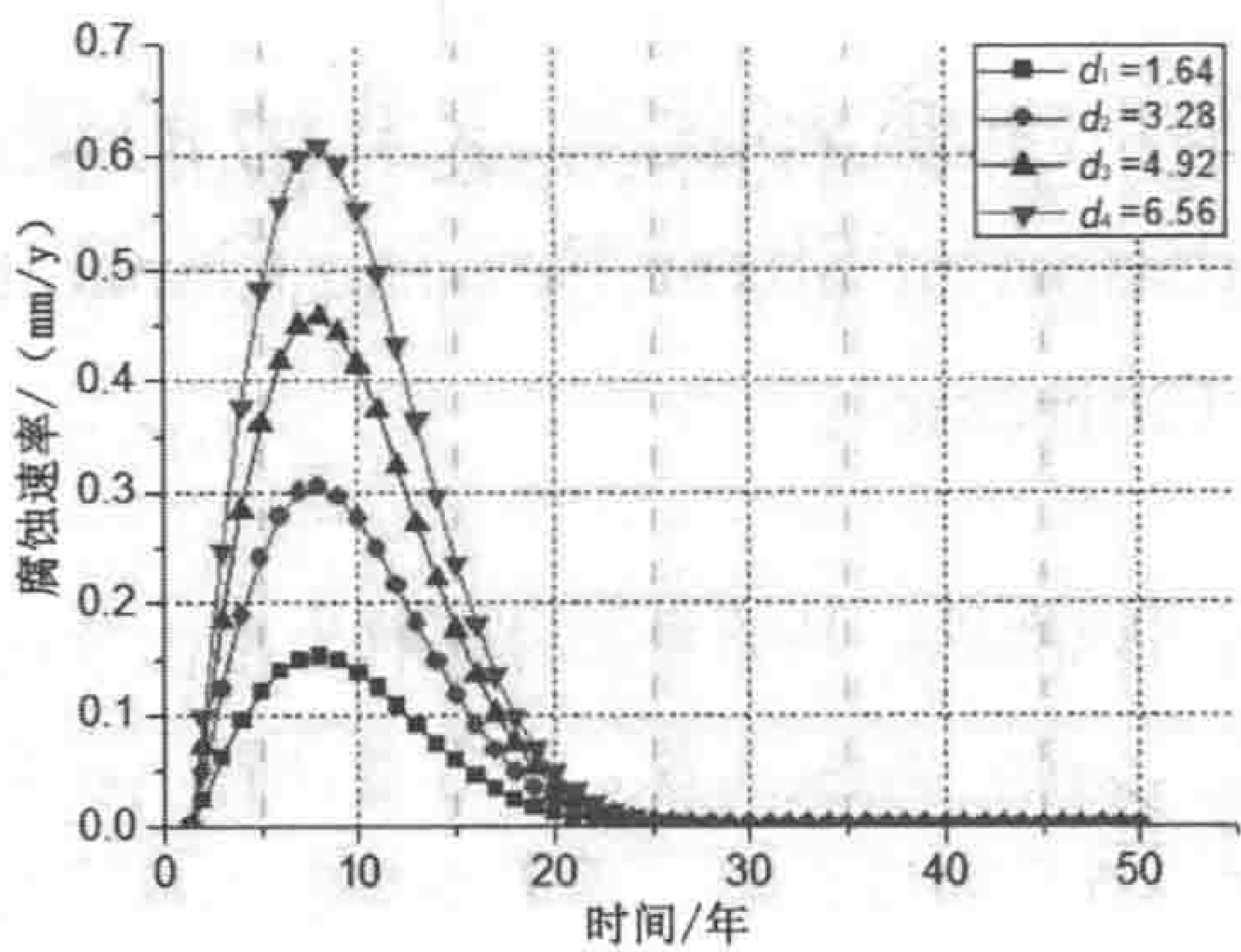


图 46.4　d对腐蚀速率的影响（ T_{st}=1.38，β=1.99，η=9.19 ）

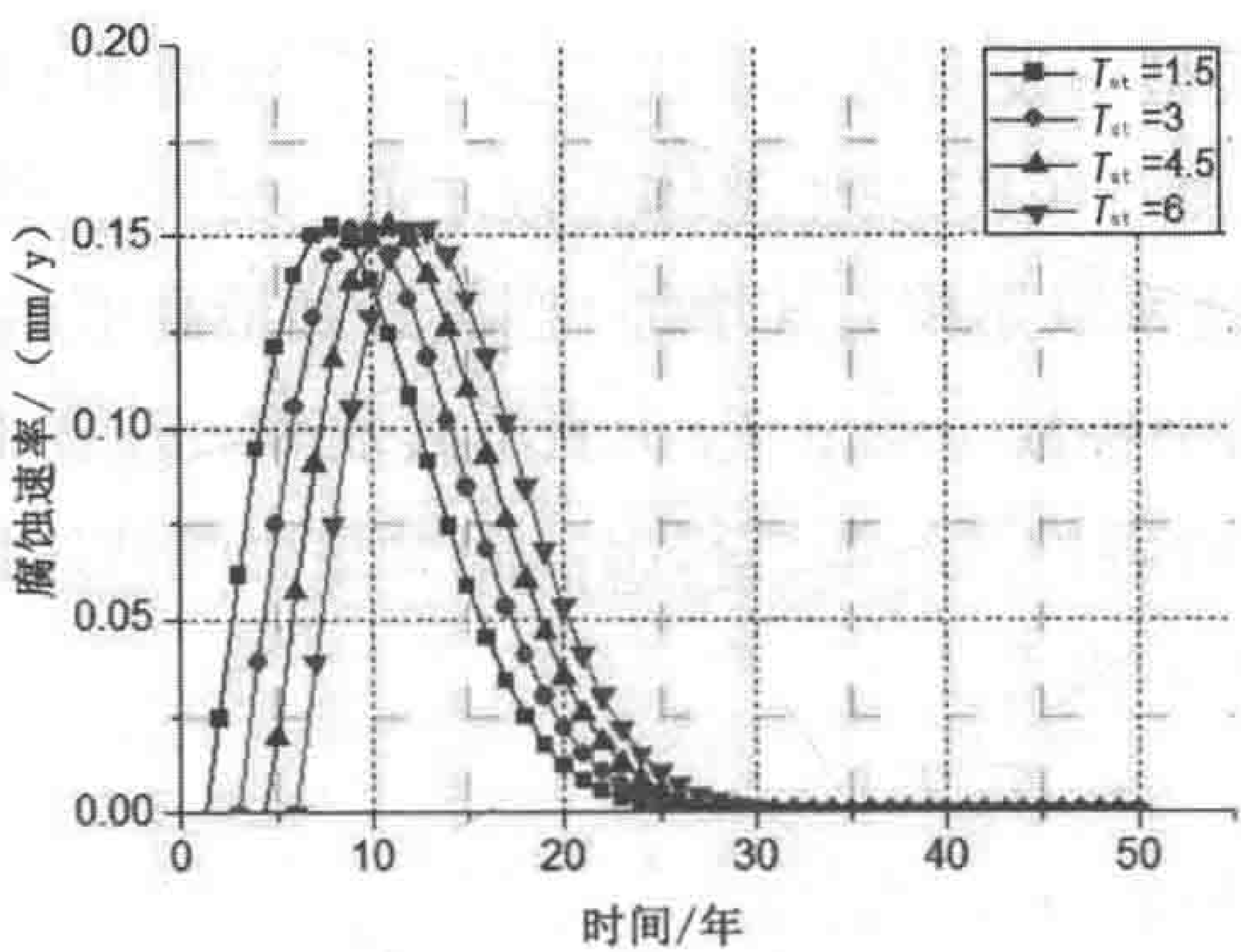


图 46.5　T_{st} 对腐蚀速率的影响（d = 1.64, η = 9.19, β =1.99）

图 46.4 为 d 对腐蚀速率的影响。从图中可知，d 值较大意味着每年的腐蚀速率较大。实际中的 d 表示结构物的最终腐蚀厚度。

图 46.5 为 T_{st} 对腐蚀速率的影响。其表示 T_{st} 仅对腐蚀的起始点有影响，T_{st} 值较大时开始腐蚀的时间较晚。

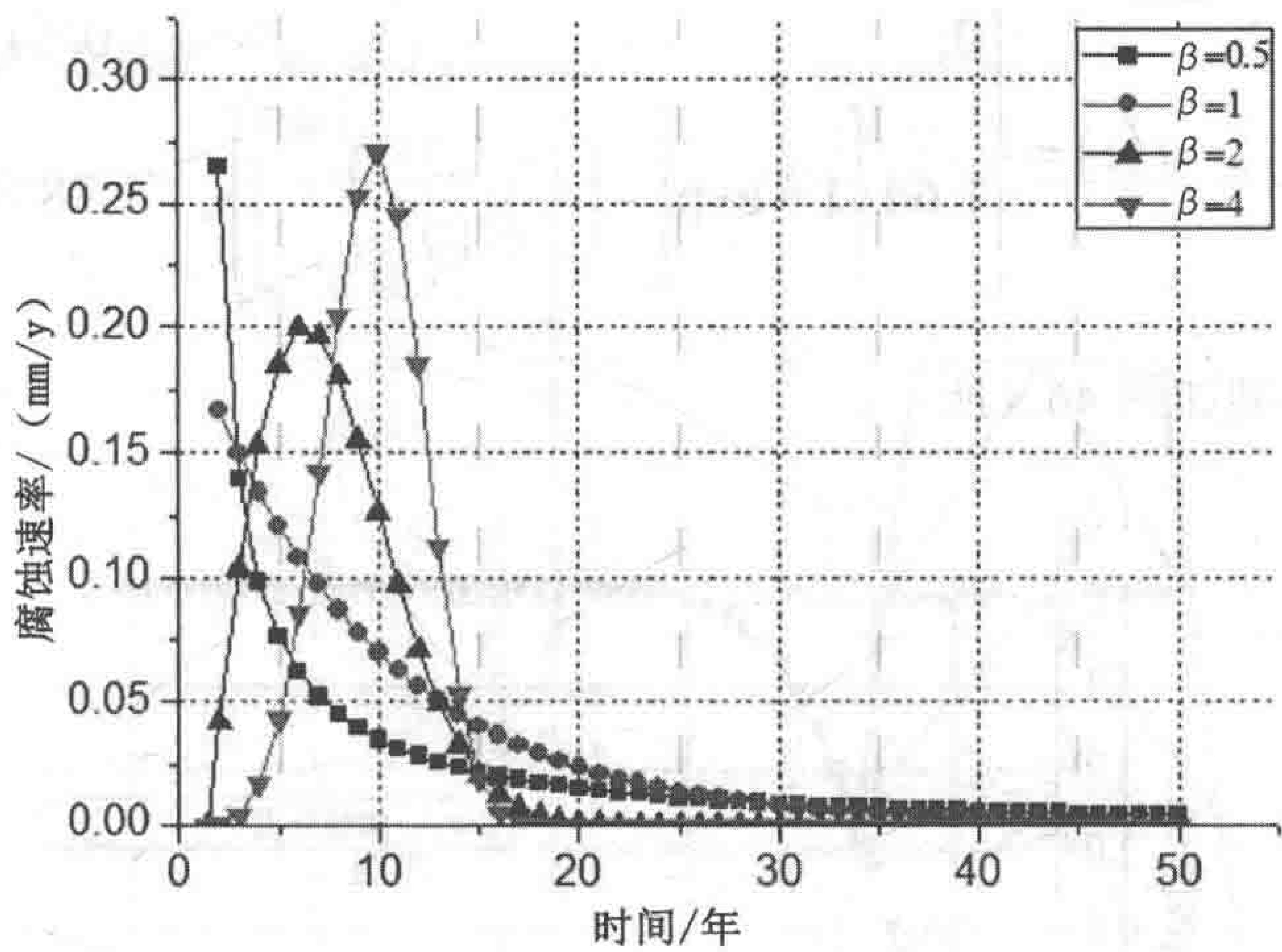


图 46.6　β 对腐蚀速率的影响（$d = 1.64, T_{st} = 1.38, \eta = 9.19$）

图 46.6 为 β 对腐蚀速率的影响。当 $\beta \leqslant 1$ 时，腐蚀速率以较大值开始，然后逐年下降至 0，但这并不满足实际条件，.因此 β 值应大于 1。当 $\beta>1$ 时，β 值越大，腐蚀将发生在少数几年内，起初几年的腐蚀速率更小。

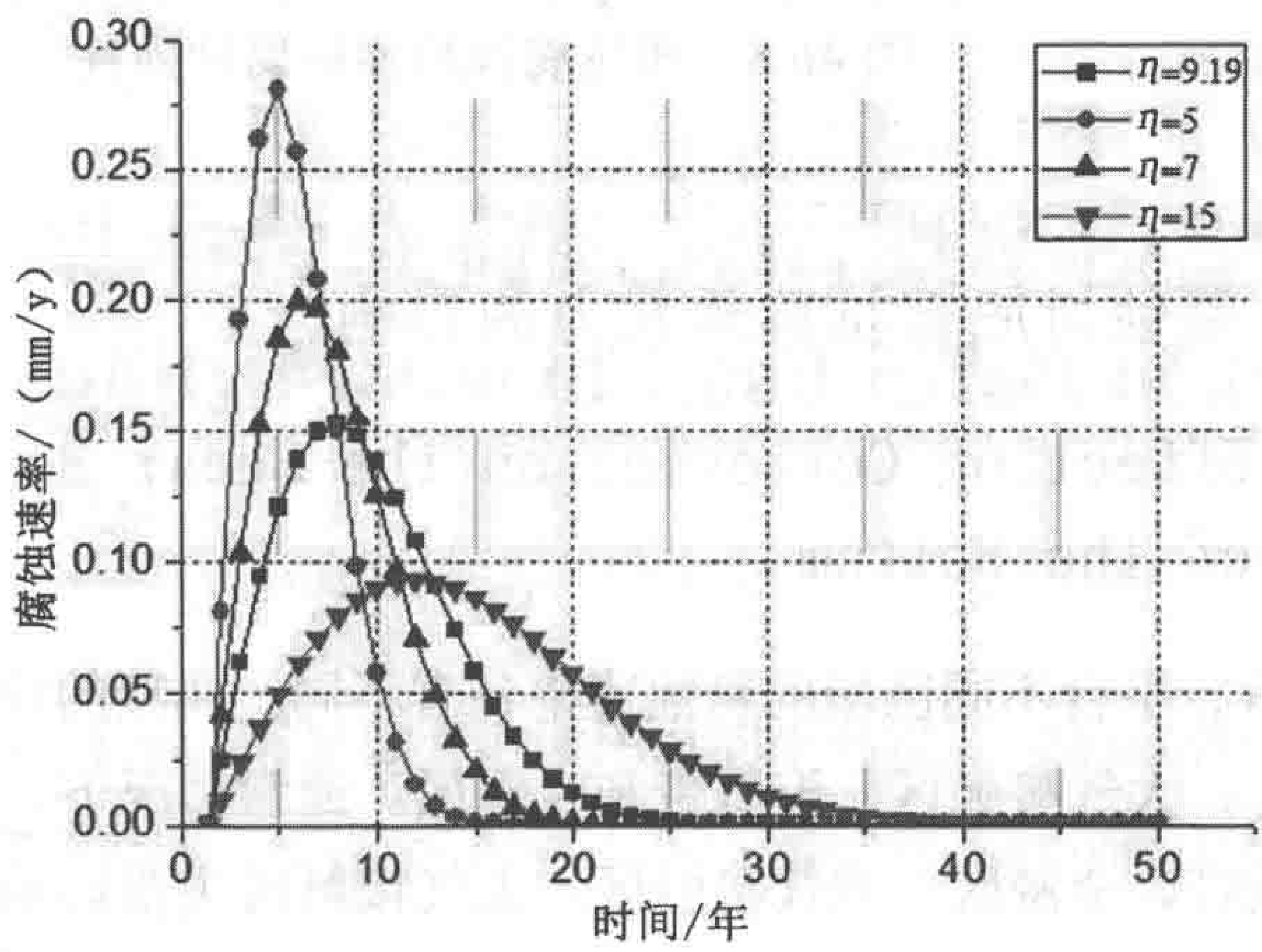


图 46.7　η 对腐蚀速率的影响（$d = 1.64, T_{st} = 1.38, \beta = 1.99$）

图 46.7 所示为 η 对腐蚀速率的影响。其表示，η 值较小时，腐蚀发生在少数几年内，这些年份内的腐蚀速率较大，起初几年的腐蚀速率增长迅速。

本节的腐蚀模型选用了一组参数。其腐蚀损耗等式表示如下：

$$d(t)=\begin{cases}0, & 0\leqslant t<1.38\\ 1.64\left\{1-\exp\left[-\left(\dfrac{t-1.38}{9.19}\right)^{1.99}\right]\right\}, & 1.38\leqslant t\leqslant T_L\end{cases} \tag{46.22}$$

腐蚀模型如图 46.8 所示。

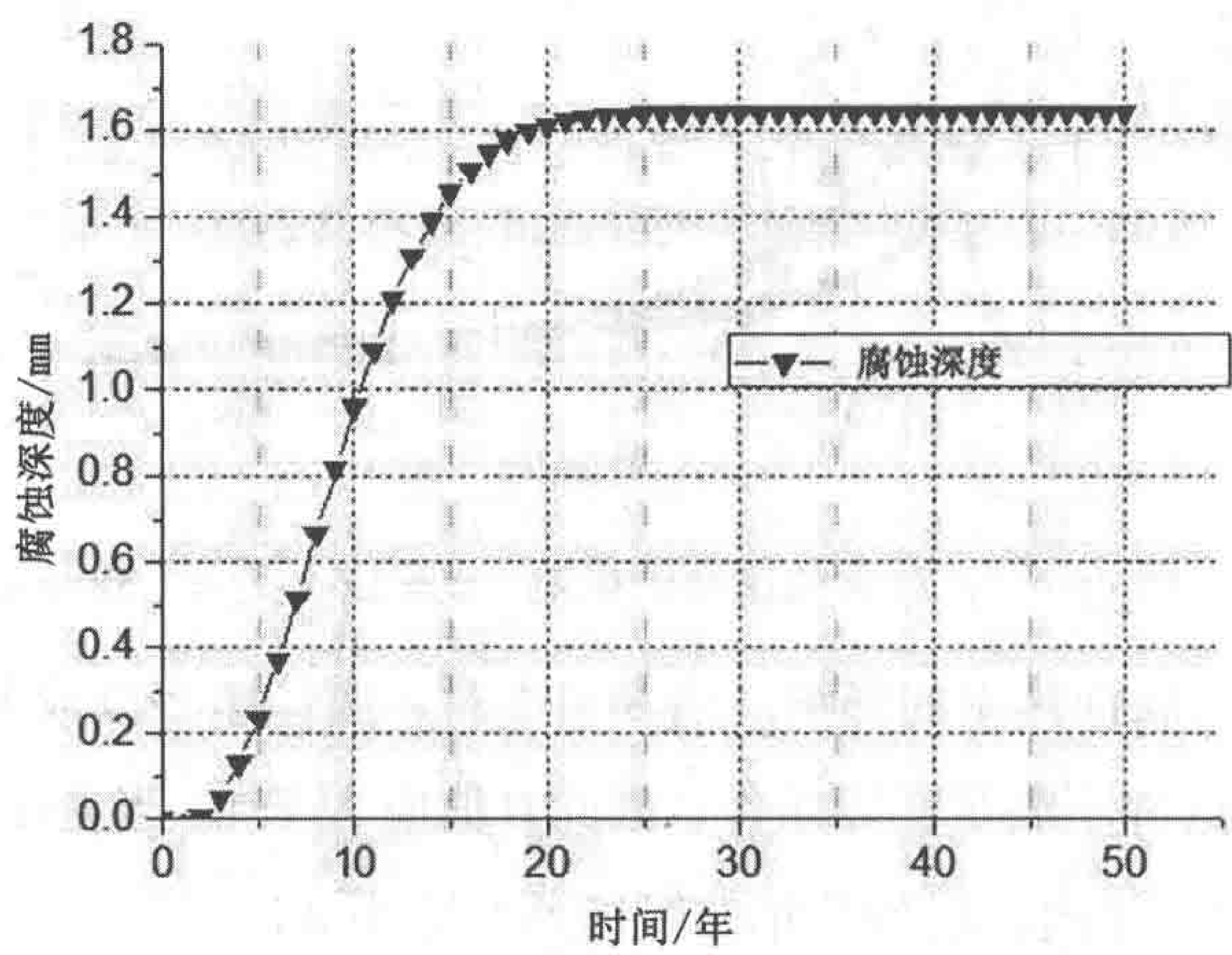


图 46.8　所选腐蚀模型的腐蚀损耗

46.3.3.2　腐蚀对底部抗剪承载力的影响

Effect of Corrosion on the Shear Bearing Capacity of the Bottom

一般而言，平台不同区域的腐蚀速率各有不同。典型的导管架平台其腐蚀区域可分为三个：大气接触区、浪溅带和全浸区。通常情况下，腐蚀速率从大到小的顺序是浪溅带、全浸区、大气接触区。大气接触区主要影响上部模块，其他两个区域则影响导管架模块，后者对整个平台的安全更为重要。图 46.9 为平台的不同腐蚀区域。

精确评估时须独立评估不同的腐蚀区域。为简化研究和方法分析，仅考虑导管架的部分腐蚀，而且将浪溅带和全浸区的腐蚀速率设置为相等。根据合适的腐蚀模型，导管架每一个构件的直径和厚度在每一年度均有缩减，而且根据已缩减的构件，每一年度的底部抗剪承载力均通过有限元法进行计算。然后使用一公式

来表示平台底部抗剪承载力的退化机制。

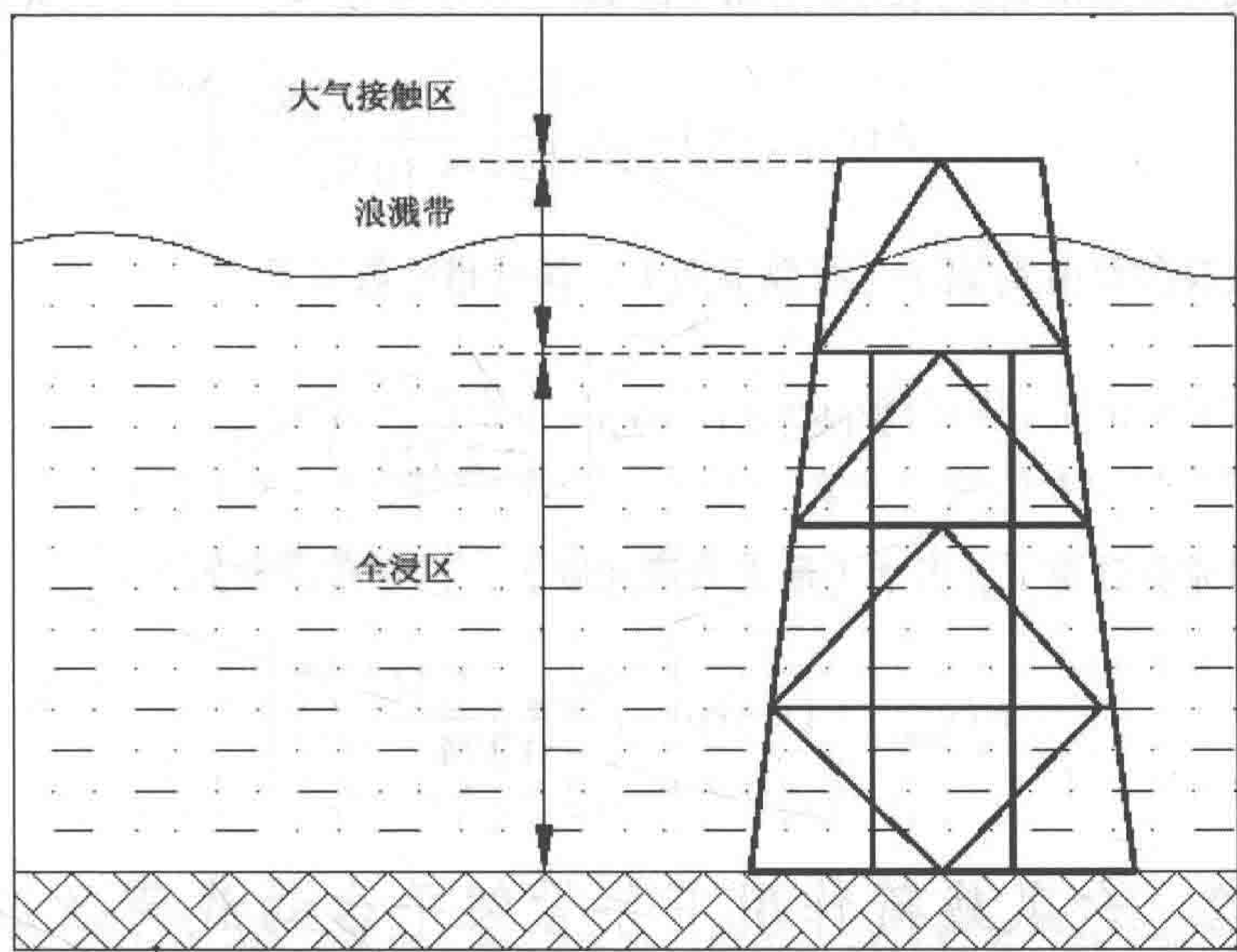


图 46.9　平台的不同腐蚀区域

46.4　导管架平台载荷效应的概率模型 Probability Model of Load Effect of Jacket Platform

环境载荷与地点有关，例如位于中国渤海的平台需要考虑冰载荷，而位于中国南海的则无需考虑此项。因此，应根据工作区域合理地选择载荷条件。本研究则需考虑中国南海的台风载荷。

46.4.1　台风载荷的参数概率模型 Parameter Probability Model of Typhoon Load

在中国南海会频繁出现台风。根据 Chen H.T. 等（Chen 和 Chen，2010），对中国南海的台风而言，可以为风力、波浪和海流参数的极值配以三个 Weibull

极限分布函数。

风力参数由 v_{10min} 表示（为相关区域内10分钟的平均风速），其分布函数如下：

$$F(v_{10\min})=1-\exp\left[-\left(\frac{v_{10\min}-28.4}{10.311}\right)^{2.625}\right] \qquad (46.23)$$

波浪参数由 h_s 表示（有效浪高），其分布函数如下：

$$F(h_s)=1-\exp\left[-\left(\frac{h_s-7.6}{2.723}\right)^{2.067}\right] \qquad (46.24)$$

海流参数由 v_{max} 表示（最大海流速度），其分布函数如下：

$$F(v_{\max})=1-\exp\left[-\left(\frac{v_{\max}-1.44}{0.374}\right)^{1.812}\right] \qquad (46.25)$$

46.4.2 台风载荷作用下导管架平台的载荷效应 Load Effect of Jacket Platform Under Typhoon Loading

如上所述，载荷效应就是台风载荷所导致的底部剪力。单独的载荷效应（底部抗剪承载力）可表示为下述波浪、海流和风力函数。

$$F=A\cdot H+B\cdot H^2 \qquad (46.26)$$

式中：

F 为波浪载荷效应，H 为浪高，A 和 B 为拟合系数。

$$F=C\cdot V_c^2 \qquad (46.27)$$

式中：

F 为海流载荷效应，V_C 为海流速度，C 为拟合系数。

$$F=A_w\cdot V_{wind}^2 \qquad (46.28)$$

式中，F 为风力载荷效应，V_{wind} 为风速，A_w 为与迎风区域相关的系数（若迎风区域的单位为 m^2，则 A_w= 该区域 *0.001，F 的单位为 MN）。

波浪和海流载荷主要影响到平台的浸没区结构，且与底部剪力相互影响。因此，最好需同时考虑这两个参数，波浪和海流载荷的拟合函数如下：

$$F=A+B\cdot H+C\cdot V_c+D\cdot H\cdot V_c+E\cdot H^2+F\cdot V_c^2 \qquad (46.29)$$

式中：

F 为底部剪力，H 为浪高，V_c 为海流速度，A, B, C, D, E 和 F 均为拟合系数。

由于风力载荷主要影响平台的上部结构，可单独分析风力载荷效应。

根据上述分析，载荷效应的拟合函数可表示如下：

$$F = A + B \cdot H + C \cdot V_{\mathrm{c}} + D \cdot H \cdot V_{\mathrm{c}} + E \cdot H^2 + F \cdot V_{\mathrm{c}}^2 + A_{\mathrm{w}} \cdot V_{\mathrm{wind}}^2 \qquad (46.30)$$

一般而言，应考虑到台风载荷效应的八个方向，以得出最危险的载荷条件。为简化起见，本节仅选择一个典型方向进行分析。在此，使用 ANSYS 多物理场模块来分析受不同载荷参数作用下的台风载荷。

46.4.3　载荷效应的概率模型 Probability Model of Load Effect

本节采用 Monte Carlo 法来分析载荷效应的概率。该过程可分为下述步骤：

（1）选取风力、波浪和海流参数，得出一组随机变量。

（2）将随机数值代入载荷效应函数，得出一组数值。

（3）运用统计法分析步骤 2 所发现的载荷效应，并得出载荷效应的概率模型。

46.5　时变可靠性评估 Time Varying Reliability Evaluation

46.5.1　平台实例 The Example Platform

图 46.10 为平台实例。表 46.1 列出了该平台实例的几何参数。表 46.2 列出了该平台实例的材料参数。

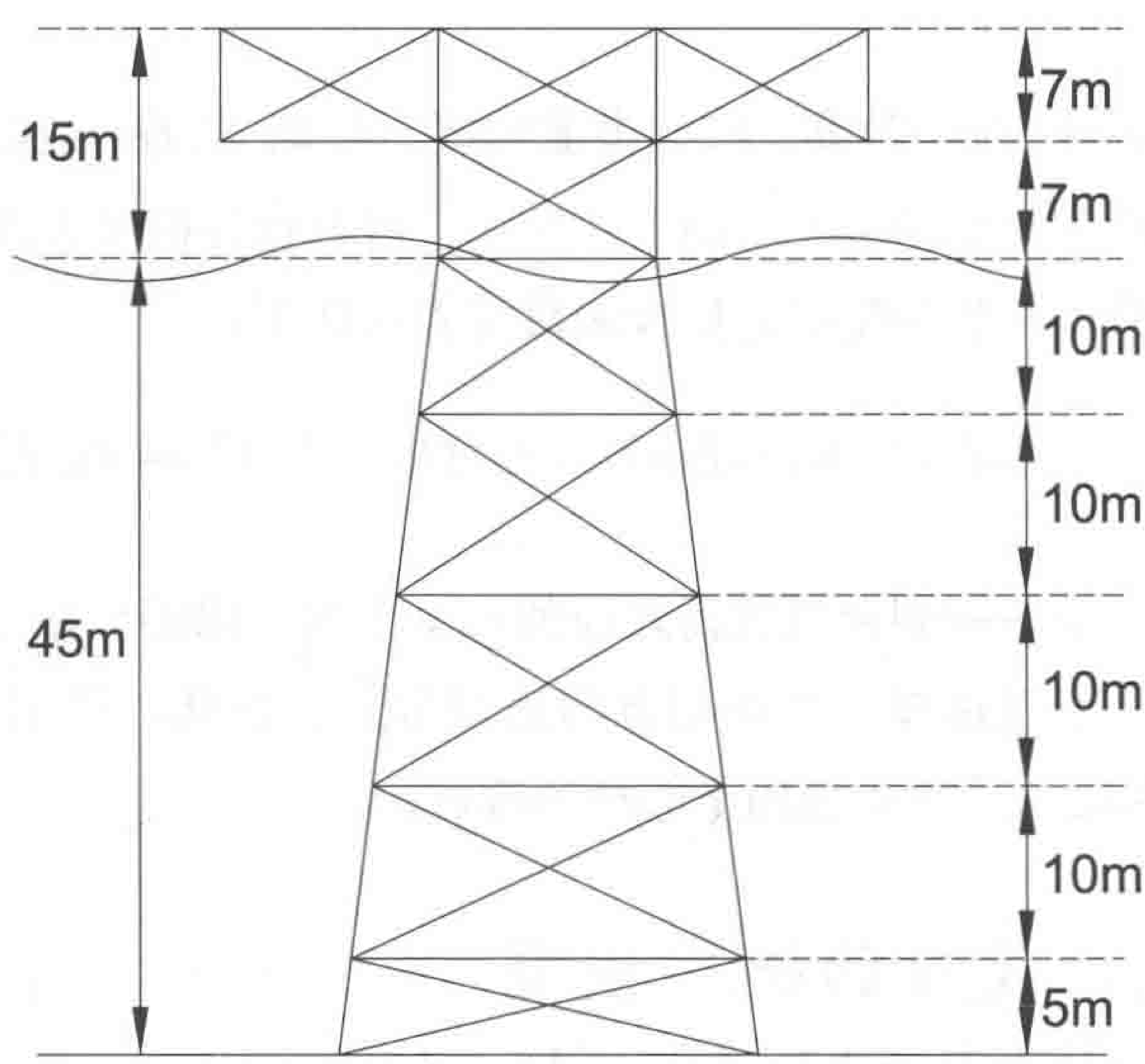


图 46.10　平台实例

表 46.1　平台实例的几何参数

<table>
<tr><th>编号</th><th>名称</th><th>直径 /m</th><th colspan="2">厚度 /m</th></tr>
<tr><td>1</td><td>导管架的主要管状构件</td><td>1.2</td><td colspan="2">0.016</td></tr>
<tr><td>2</td><td>甲板主要管状构件，导管架横向撑杆</td><td>0.78</td><td colspan="2">0.012</td></tr>
<tr><td>3</td><td>导管架对角撑杆</td><td>0.508</td><td colspan="2">0.01</td></tr>
<tr><td rowspan="2">4</td><td rowspan="2">甲板梁</td><td>截面积 /m²</td><td>截面长 /m</td><td>截面宽 /m</td></tr>
<tr><td>0.4*0.4</td><td>0.4</td><td>0.4</td></tr>
<tr><td rowspan="2">5</td><td rowspan="2">甲板板</td><td>厚度 /m</td><td>长度 /m</td><td>宽度 /m</td></tr>
<tr><td>0.025</td><td>30</td><td>20</td></tr>
</table>

表 46.2　平台实例的材料参数

弹性模量	泊松比	钢材密度	钢材屈服强度
2.0×10^5MPa	0.3	7850kg/m^3	235MPa

46.5.2　导管架平台的承载力概率模型
Capacity Probebility Model for Resistance of the Jacket Platform

46.5.2.1　导管架平台实例的有限元模型和底部抗剪承载力
The Finite Element Model and the Shear Bearing Capacity of the Bottom of the Jacket Platform

图 46.11 为平台实例的有限元模型。根据 46.3.1 节所介绍的理论，pipe 59 和 pipe 20 单元均应用于管状构件的建模，beam 4 单元则用于甲板梁构件的建模，shell 43 用于甲板板材的建模。为节约分析时间，不考虑管 - 土交互作用。在分析底部抗剪承载力时，对平台上的节点进行耦合并固定其中一个节点。将增量位移载荷添加至海平面上的节点。当海平面上的节点位移等于 0.5m（约为水深的 1%）时，选取固定节点的响应力来表示底部抗剪承载力（见图 46.12）。

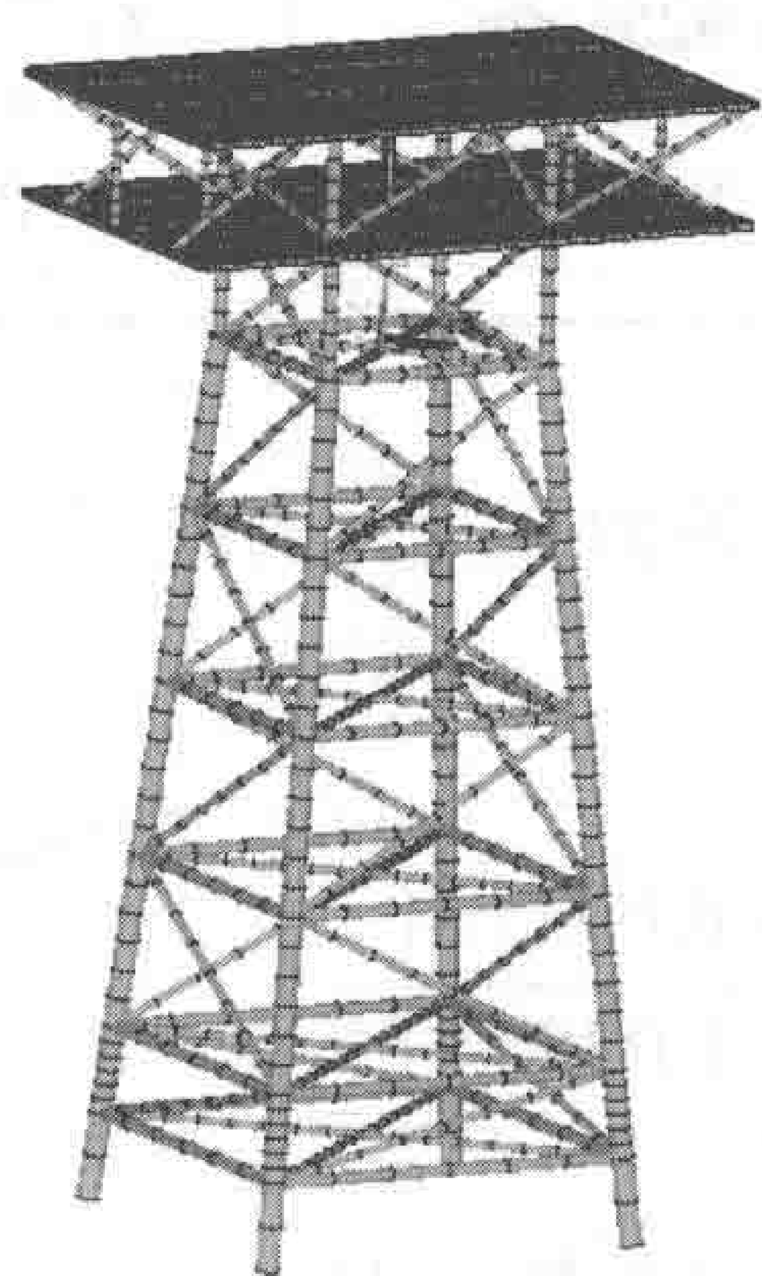


图 46.11　平台实例的有限元模型

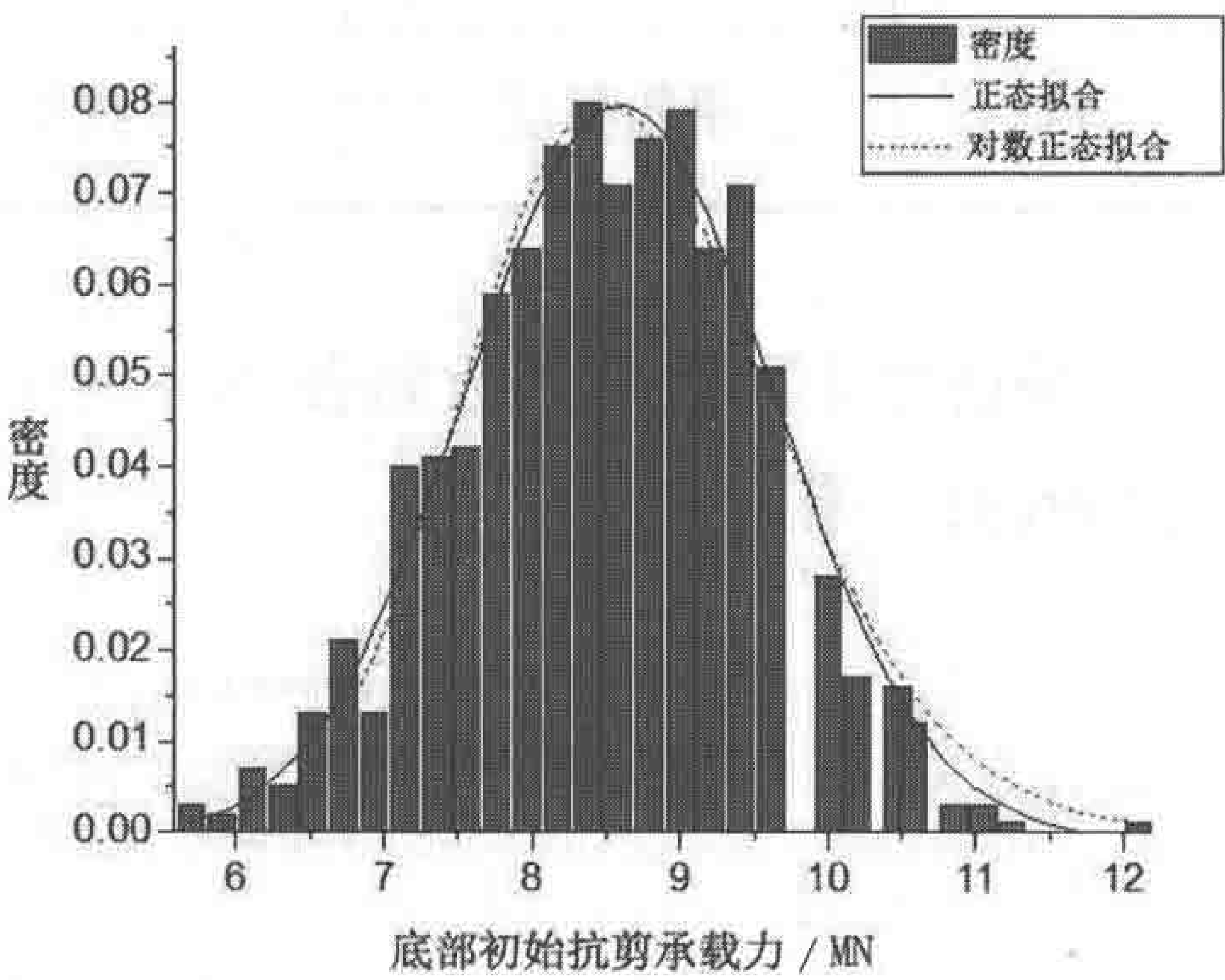


图 46.12　底部初始抗剪承载力的统计结果

46.5.2.2　底部初始抗剪承载力概率模型
Probability Model of the Initial Shear Bearing Capacity at the Bottom

选取平台结构的 11 个参数作为随机变量，这些参数的概率模型如表 46.3

所示（这些参数的分布类型和 *COV* 均以假设为依据）。

表 46.3　所选参数的概率模型

编号	名称	分布类型	μ	*COV*
1	直径 1	正态	1.2m	0.02
2	厚度 1	正态	0.016m	0.02
3	直径 2	正态	0.78m	0.02
4	厚度 2	正态	0.012m	0.02
5	直径 3	正态	0.508m	0.02
6	厚度 3	正态	0.01m	0.02
7	厚度 4	正态	0.4m	0.02
8	厚度 5	正态	2.5×10^{-2}m	0.02
9	*E*	正态	2.0×10^{5}MPa	0.08
10	密度	均匀	min 3 925kg/m^3	max 11 775kg/m^3
11	屈曲强度	对数正态	235MPa	0.15

分析结果的统计参数如表 46.4 所示，底部初始抗剪承载力的概率密度函数如式（46.31）所示。

$$f(x)=\frac{1}{1.028\cdot\sqrt{2\pi}}\cdot\exp\left[-\frac{(x-8.692)^2}{2\times1.028^2}\right] \tag{46.31}$$

表 46.4　底部初始抗剪承载力的统计分析参数 /MN

名称	平均值	标准偏差	最小值	最大值
F_0	8.692	1.028	5.697	12.095

46.5.2.3　腐蚀作用下底部抗剪承载力的退化

Degradation of Shear Bearing Capacity at the Bottom of the Corrosion

根据 46.3.3.1 节所选腐蚀模型，本节对平台实例的底部抗剪承载力的退化情况进行研究。图 46.13 为其研究结果。F_i 表示第 i 年的底部实际抗剪承载力，F_0 表示平台的底部初始抗剪承载力。F_i/F_0 表示底部抗剪承载力的退化比。

腐蚀起始于第二年间，在此使用分段函数来拟合数据，拟合结果非常逼近（判定系数 =0.99999）。拟合公式如下：

$$\varphi=\begin{cases}1, & 0\leqslant t<1.38\\ 1-0.105\left\{1-\exp\left[-\left(\dfrac{t-1.38}{9.19}\right)^{1.99}\right]\right\}, & 1.38\leqslant t\leqslant 50\end{cases}\tag{46.32}$$

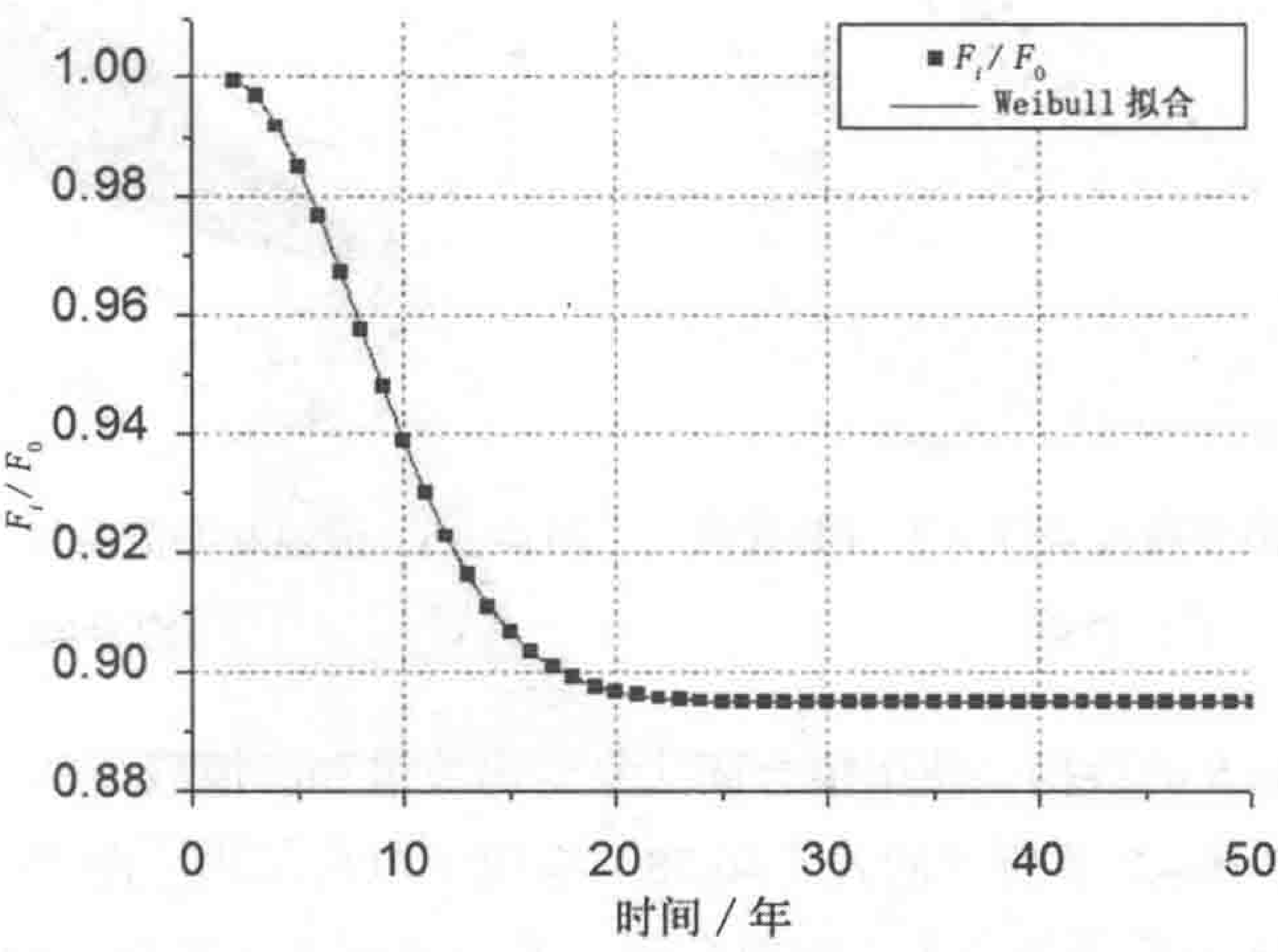


图 46.13　底部抗剪承载力的退化函数

46.5.3　导管架平台载荷效应的概率模型

Probability Model of Load Effect of Jacket Platform

本节根据 46.4.2 节所述方法对受波浪和海流双重作用下的平台的载荷效应进

行研究。为波浪和海流条件分别选取了六个参数，并根据这些数据使用平台模型来计算平台底部剪力的 36 个数值。所得数据如表 46.5 所示。

表 46.5　波浪和海流的参数值以及相应的载荷效应数值（底部剪力 /MN）

浪高 /m（周期）	海流速度 /（m/s）					
	1.23	1.81	2.01	2.20	2.33	2.43
7.6 (9.6s)	1.229	1.683	1.861	2.041	2.171	2.274
10.2 (11.0s)	1.889	2.470	2.695	2.919	3.078	3.204
11.1 (11.6s)	2.179	2.813	3.056	3.297	3.468	3.603
12.1 (12.3s)	2.546	3.242	3.5.5	3.766	3.951	4.096
12.7 (12.8s)	2.798	3.532	3.810	4.085	4.279	4.431
13.3 (13.2s)	3.057	3.832	4.121	4.407	4.609	4.769

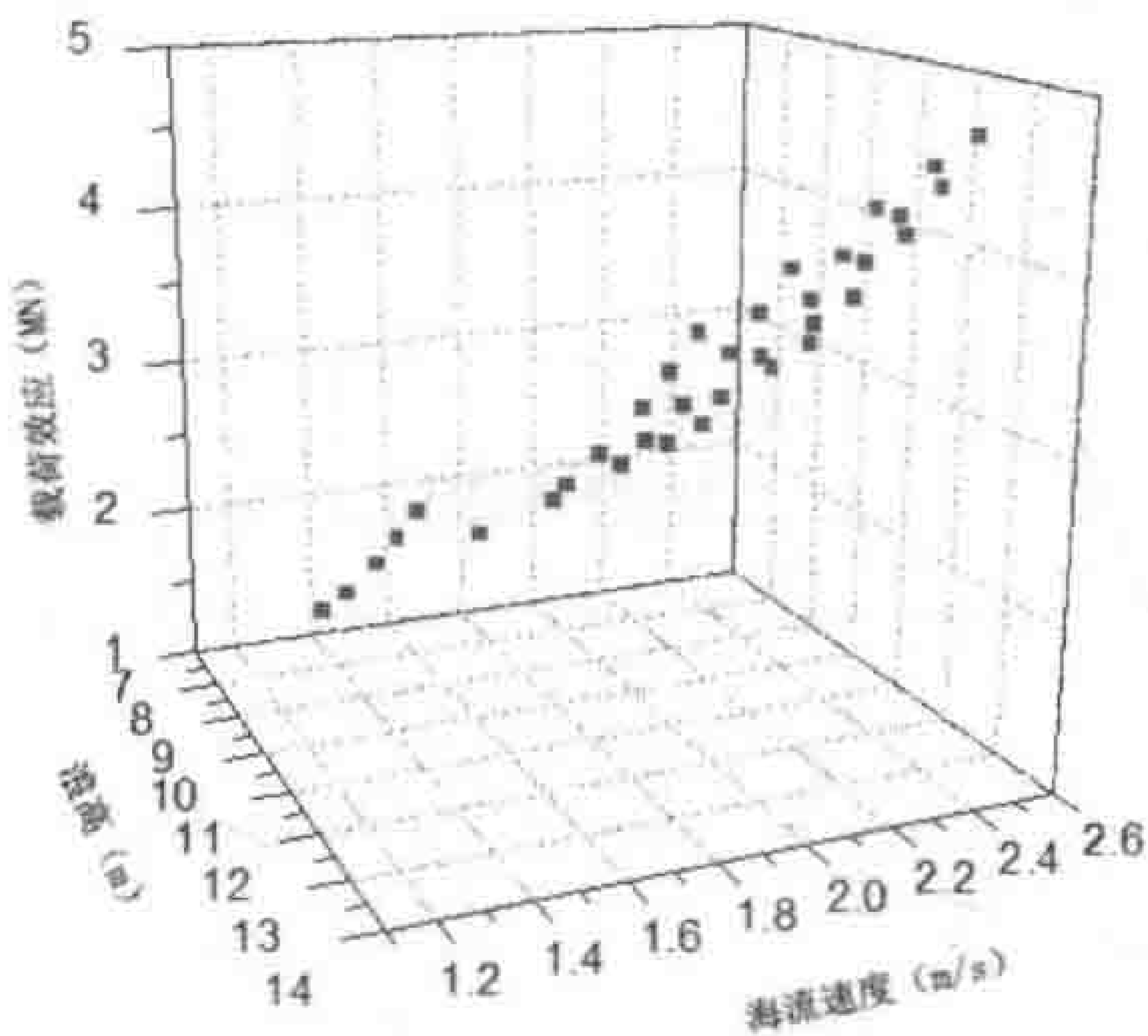


图 46.14　波浪和海流条件下平台的载荷效应数据

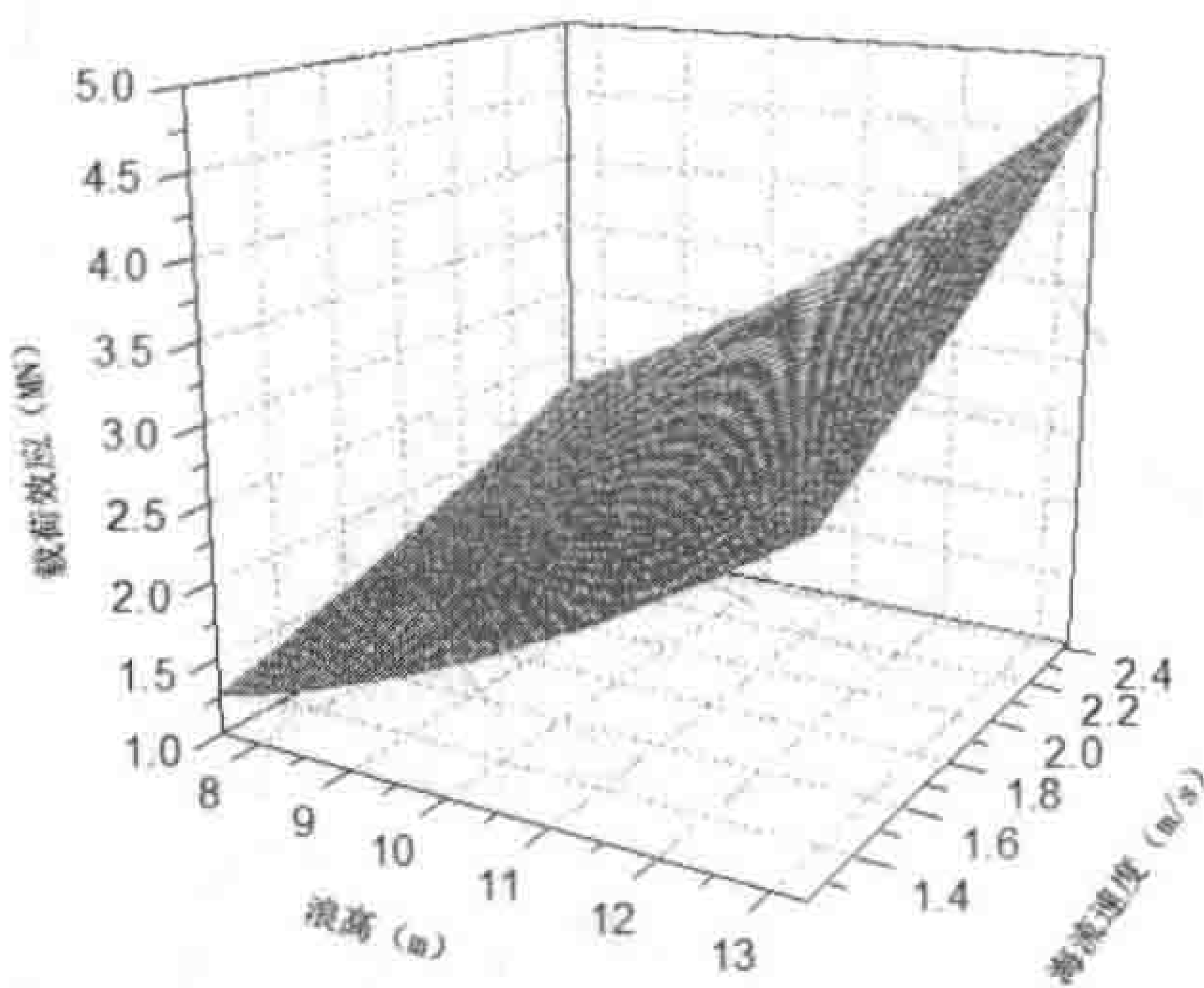


图 46.15　波浪和海流条件下平台的载荷效应拟合面

根据表 46.5 的数据，使用拟合面法来得出波浪和海浪载荷共同作用下的载荷效应函数。将 46.4.2 节所述的式（46.28）应用于拟合作用。图 46.14 为表 46.5 的数据，图 46.15 为载荷效应等式的拟合面。表 46.6 列出了拟合式的系数值。

表 46.6　波浪和海流载荷的载荷效应拟合公式（单位：MN）

公式	$F = z_0 + a \cdot x + b \cdot y + c \cdot x^2 + d \cdot y^2 + f \cdot xy$					
可变判定系数	0.99996					
名称	z_0	a	b	c	d	f
数值	1.6142	−0.3186	−0.4240	0.0248	0.1476	0.0975

备注：x 为浪高，y 为海流速度。

在得出波浪和海流载荷的载荷效应公式后，考虑使用风力载荷效应公式。所涉及的迎风区域为 139m^2（A_W=0.139），风力的载荷效应公式为 $F=0.139 \cdot V_{wind}{}^2$。

然后得出如下所示的台风载荷的总载荷效应：

$$F = 1.6142 - 0.3186H - 0.424V_c + 0.0248H^2 + 0.1476V_c^2 + 0.0975H \cdot V_c + 0.139V_w^2 \qquad (46.33)$$

式中：

H 为浪高，V_c 为海流速度，V_w 为风速，F 的单位为 MN。

根据波浪、海流和风力的概率模型公式 [式（46.23）~（46.25）]，本节通过 46.4.3 节所述的 Monte Carlo 法来研究台风载荷效应的概率模型。图 46.16 所示为经载荷效应拟合的不同概率模型之间的比较，其表明广义极值模型就是台风载荷效应的最合适模型。

载荷效应的概率分布函数如下：

$$F(x) = \exp\left\{-\left[1 - 0.0267671\left(\frac{x - 3.65582}{0.412429}\right)\right]^{1/0.0267671}\right\} \qquad (46.34)$$

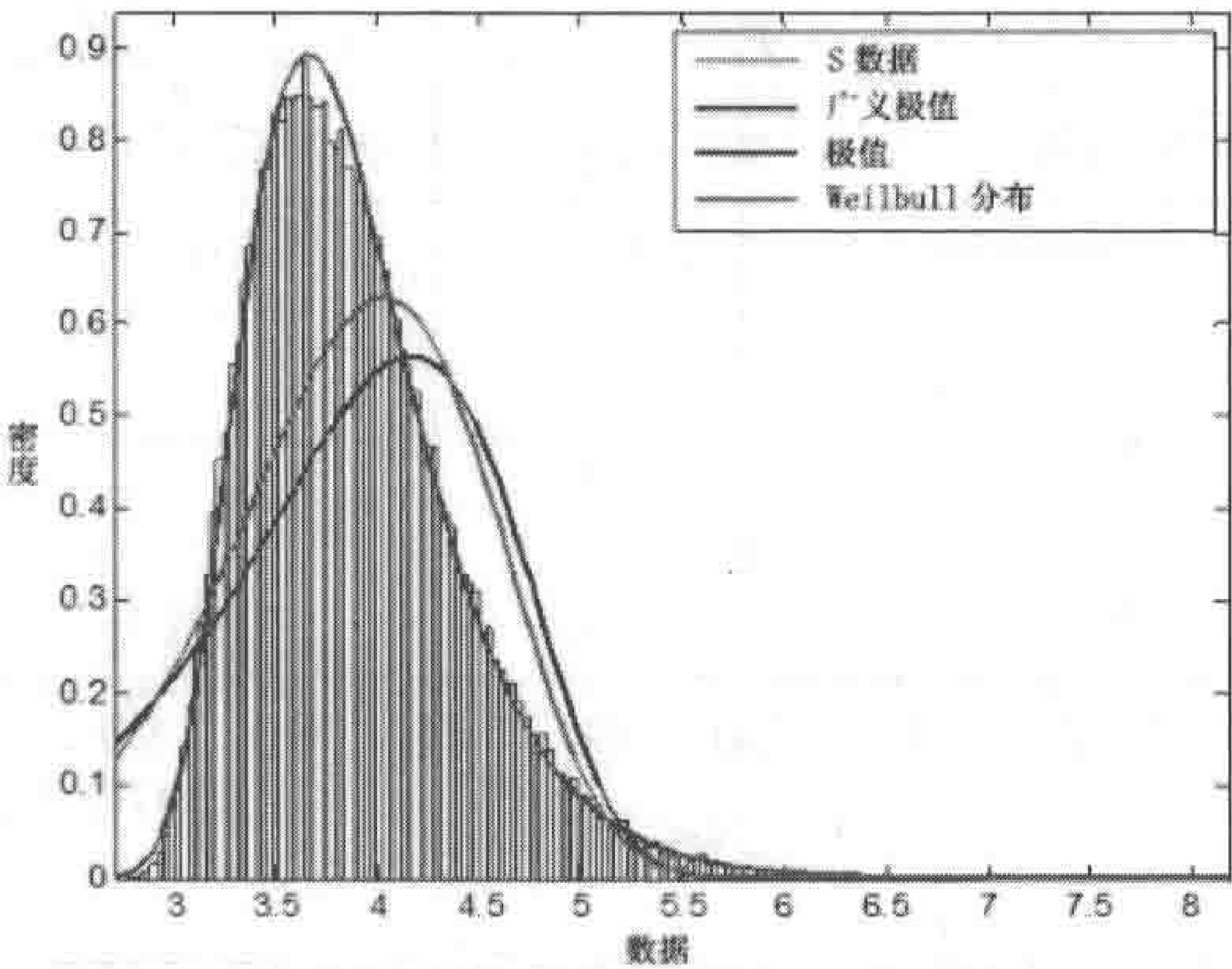


图 46.16　经载荷效应拟合的不同概率模型

46.5.4　平台的时变可靠性评估结果

Time-dependent Reliability Assessment Results of the Platform

根据 46.5.2 节和 46.5.3 节所述的承载力和载荷效应概率模型，将 46.2 节所介

绍的时变可靠性分析法应用于平台的分析。在此也对未考虑承载力退化机制的平台可靠性进行分析对比，其设计参照时间各不相同（25 年、50 年、75 年、100 年）。表 46.7 所列为分析结果，图 46.17 为直接比较结果。

表 46.7　所涉及平台的分析结果

R_0=8.692 MPa	25 年		50 年		75 年		100 年	
	β	P_f	β	P_f	β	P_f	β	P_f
时变可靠性	2.586 5	4.80×10^{-3}	2.293 7	1.09×10^{-2}	2.150 3	1.58×10^{-2}	2.048 4	2.03×10^{-2}
传统可靠性	2.972 5	1.50×10^{-3}	2.804 9	2.50×10^{-3}	2.684 3	3.60×10^{-3}	2.602 8	4.60×10^{-3}

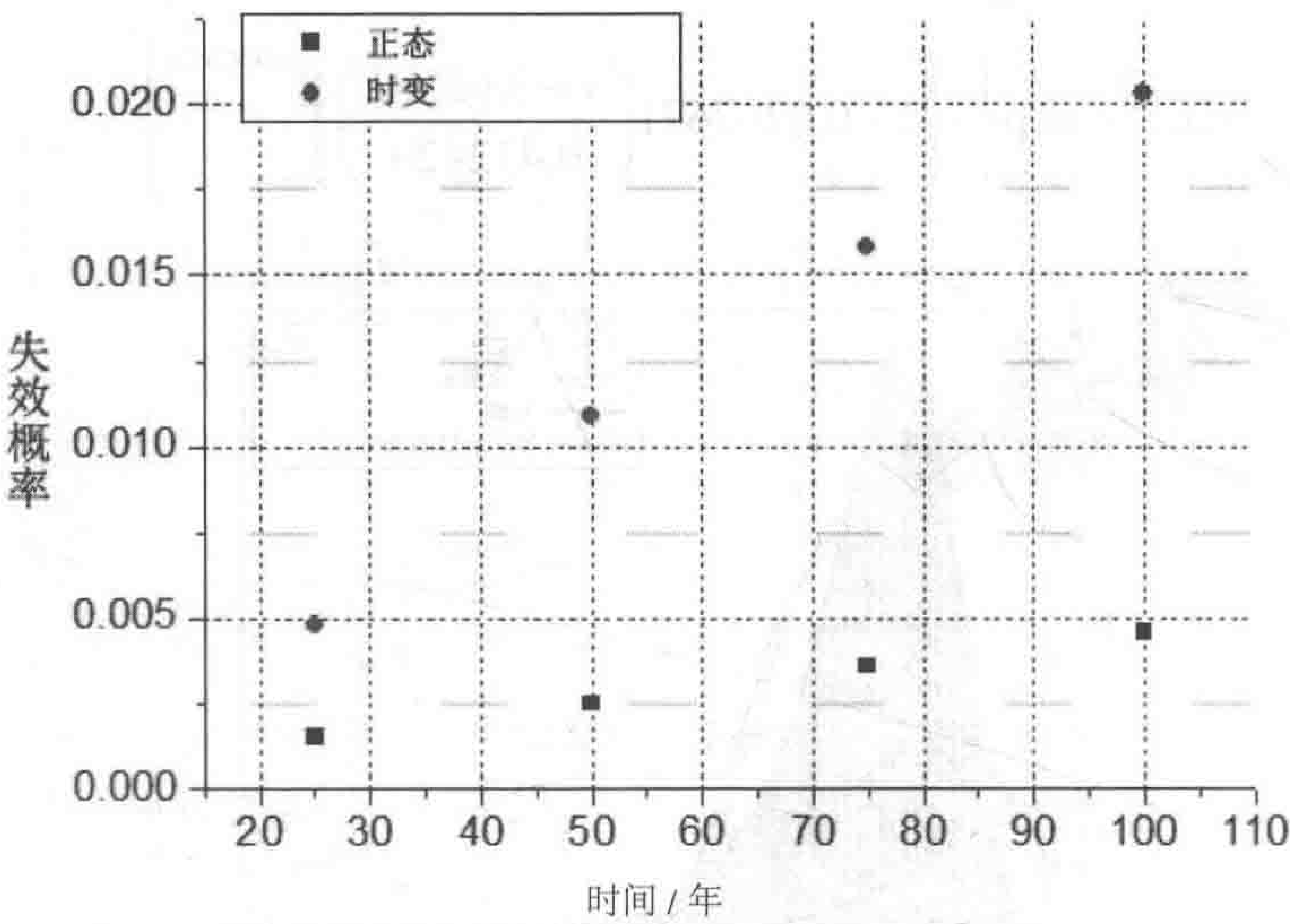


图 46.17　不同设计参照时间下两种情形的失效概率比较

如表 46.7 和图 46.17 所示，时变可靠性分析法未虑及承载力退化情形，由其所得出的失效概率远大于经由传统可靠性法得出的数值，而传统法也未考虑到承载力退化机制。

46.6　结论
Conclusion

与传统可靠性法相比，时变可靠性分析法更适合于导管架平台的安全评估。

导管架平台的时变可靠性评估可分为三部分：①时变可靠性分析模型；②平台的最大极限承载力及其概率模型；③平台的载荷效应及其概率模型。

本节介绍了时变可靠性评估模型。该模型将结构物的承载力和载荷效应在评估时间段内分为 N 等分，并通过数学转换，把时变可靠性分析所面临的问题转化为使用传统可靠性分析法予以解决。

本节考虑到了因腐蚀所致的底部抗剪承载力，并基于 ANSYS PDS 法提出了适用于底部初始抗剪承载力的概率模型分析法。

受台风作用下的平台的载荷效应也有研究，并基于有限元法和 Monte Carlo 法提出了适用于台风载荷效应的概率模型分析法。

平台实例中的时变可靠性评估系为该方法的一个特殊评估过程，其结果表示经时变可靠性分析得出的结果远比由传统可靠性分析法所得出的更为严峻。

46.7　参考文献
References

[1] Braverman J, Miller C, Hofmayer C, Ellingwood B, Naus D, Chang T. 2004. Degradation assessment of structures and passive components at nuclear power plants. Nuclear engineering and design.228:283–304.

[2] Chen T, Chen G. Time–dependent reliability of ageing platforms in Ice Zone. Proceedings of the Proceedings of the 20th International Offshore and Polar Engineering Conference; 2010.

[3] Ciampoli M, Ellingwood B. 2002. Probabilistic methods for assessing current and future performance of concrete structures in nuclear power plants. Materials and Structures.35:3–14.

[4] Ellingwood BR, Mori Y. 1997. Reliability-based service life assessment of concrete structures in nuclear power plants: optimum inspection and repair. Nuclear Engineering and Design.175:247-258.

[5] Geidl V, Saunders S. 1987. Calculation of reliability for time-varying loads and resistances. Structural Safety.4:285-292.

[6] Guedes Soares C, Dogliani M. 2000. Probabilistic modelling of time-varying still-water load effects in tankers. Marine structures.13:129-143.

[7] Guedes Soares C, Garbatov Y. 1999. Reliability of corrosion protected and maintained ship hulls subjected to corrosion and fatigue. Journal of ship research.43:65-78.

[8] Guedes Soares C, Ivanov L. 1989. Time-dependent reliability of the primary ship structure. Reliability Engineering & System Safety.26:59-71.

[9] Ivanov LD. 2009. Challenges and possible solutions of the time-variant reliability of ship' s hull girder. Ships and Offshore Structures.4:215-228.

[10] Kameda H, Koike T. 1975. Reliability theory of deteriorating structures. Journal of the structural division.101.

[11] Li C. 1995. A CASE STUDY ON THE RELIABILITY ANALYSIS OF DETERIORATING STRUCTURES. Proceedings of the ICE-Structures and Buildings.110:269-277.

[12] Mohd MH, Kim DK, Kim DW, Paik JK. 2014. A time-variant corrosion wastage model for subsea gas pipelines. Ships and Offshore Structures.9:161-176.

[13] Mori Y, Ellingwood BR. 1993a. Reliability-based service-life assessment of aging concrete structures. Journal of Structural Engineering.119:1600-1621.

[14] Mori Y, Ellingwood BR. 1993b. Time-dependent system reliability analysis by adaptive importance sampling. Structural safety.12:59-73.

[15] Naus D, Oland C, Ellingwood B, Graves III H, Norris W. 1996. Aging management of containment structures in nuclear power plants. Nuclear engineering and design.166:367-379.

[16] Paik JK, Lee JM, Park YI, Hwang JS, Kim CW. 2003. Time-variant ultimate longitudinal strength of corroded bulk carriers. Marine Structures.16:567-600.

[17] Stewart MG, Rosowsky DV. 1998. Time-dependent reliability of deteriorating reinforced concrete bridge decks. Structural Safety.20:91-109.

[18] Stewart MG, Suo Q. 2009. Extent of spatially variable corrosion damage as an indicator of strength and time-dependent reliability of RC beams. Engineering Structures.31:198-207.

[19] Sun H-H, Bai Y. 2003. Time-variant reliability assessment of FPSO hull girders. Marine

Structures.16:219–253.

[20] Takahashi T, Ellingwood BR. 2005. Reliability–based assessment of roofs in Japan subjected to extreme snows: incorporation of site–specific data. Engineering structures.27:89–95.

[21] Wirsching PH, Ferensic J, Thayamballi A. 1997. Reliability with respect to ultimate strength of a corroding ship hull. Marine Structures.10:501–518.

[22] Zheng R, Ellingwood BR. 1998. Role of non–destructive evaluation in time–dependent reliability analysis. Structural Safety.20:325–339.

第 47 章　导管架结构的再评估

Reassessment of Jackct Structure

47.1 概述
General

近年来运行的许多离岸平台其建造时所参照的标准已经过时，因而在面对标准中已更新的环境因素如更大浪高或更快海流速度时，这些平台有可能会变得更为脆弱。在平台的上部结构中所添加的新设施将会产生腐蚀。这会改变结构物的功能。若至少发生了上述情形之一，则应当对结构的维护情况进行再评估。

最近几十年来，人们曾对导管架结构进行再评估，其原因如导管架结构处于试运行状态（Hellan 等，1991[2]）；承载波浪产生的甲板作用（Hansen 和 Gudmestad,2001 [6]）；考虑到完整性及延长寿命(Efthymiou 和 van de Graaf，2011 [5])。

腐蚀效应也是环境影响之一，其会严重损伤船舶和离岸结构物。有关腐蚀对船舶的影响的研究已有前述研究人员参与其中，但很少有信息涉及腐蚀对导管架结构的影响。由于此类原因的存在，人们曾对受腐蚀影响的导管架结构进行再评估，所作的分析是为了核实哪些因素对导管架结构的影响更大，其中还假设腐蚀速率由三部分组成。

人们曾对遭受腐蚀破坏的导管架结构的再评估进行了分析。在分析过程中，采用 Soares 和 Garbatov 1999 [10] 所假设的腐蚀速率以及 Sun 和 Bai 2003 [12] 考虑腐蚀时间和速率的方法。

本章的第一部分对诸如结构、海洋气象、结构基础和腐蚀等基础信息进行描述。第二部分述及 25 年间腐蚀破坏对导管架结构的影响。为估算腐蚀对导管架结构的极限强度有何种影响，本章最后一部分为腐蚀深度设定了一些系数。

47.2 建模
Modeling

47.2.1 结构模型
Structural Model

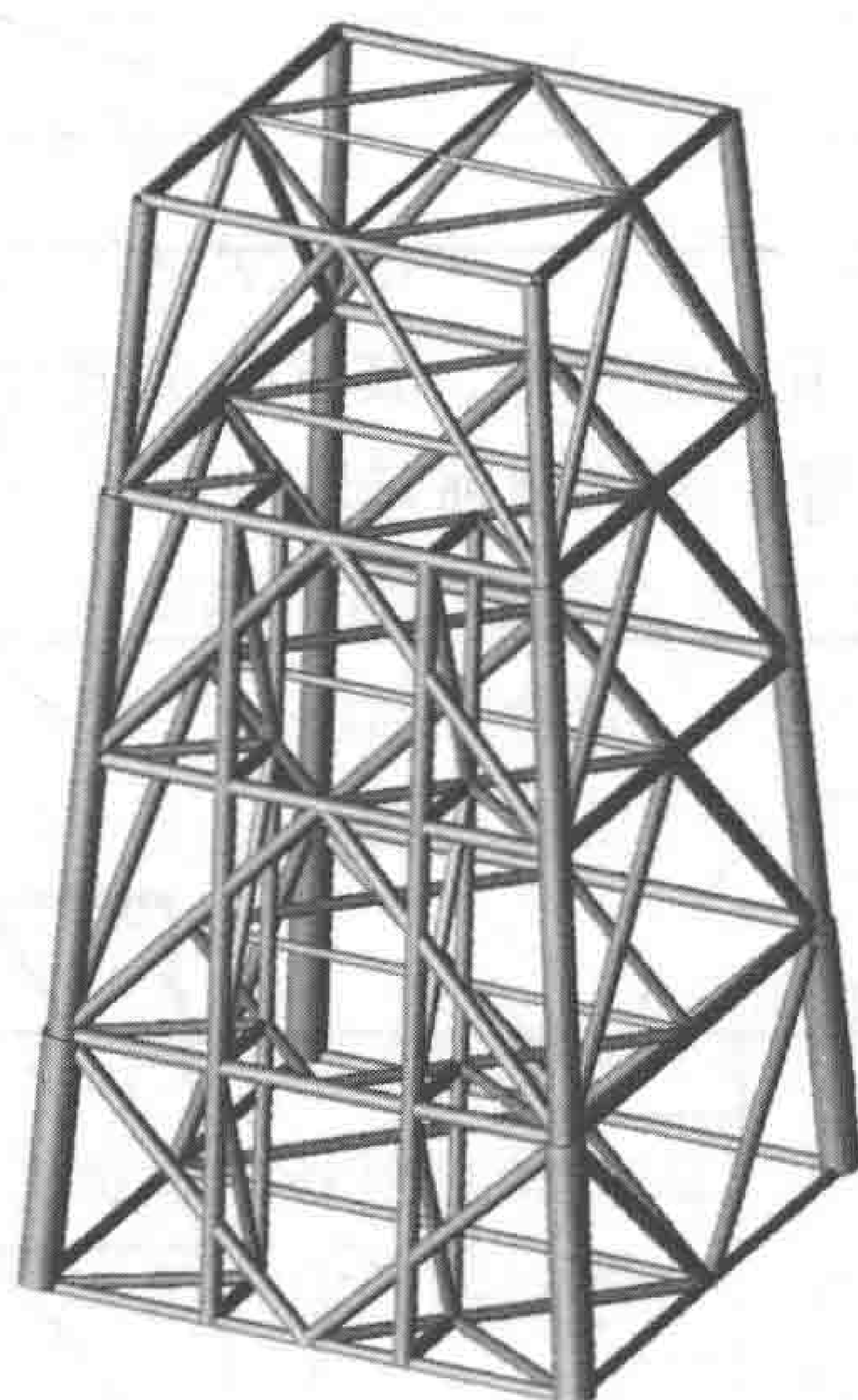


图 47.1　导管架结构模型

Dalane 1993[9] 所采用的平台是本章建模的基础。该平台有四条腿柱、4 根桩，是一个固定式钢质导管架平台。节点上仅承载平台上部结构的 100MN 载荷（每一个节点在 Z 轴上承载 25MN 载荷的作用）。该平台运行所处水深为 70 米，其泥线高度为 70 米。

SACS 程序曾用于为导管架结构建模并对其进行分析，其中导管架结构被作为管状梁单元进行建模。图 47.1 并未列出桩腿，但其也被应用于分析。平台为四层结构，每一层设有一个菱形撑杆，K 形撑杆则置于层与层之间（见图 47.1）。

47.2.2 海洋气象数据

Metocean Data

分析过程中采用延续 100 年时间的海洋气象数据，如表 47.1 所示。

表 47.1 海洋气象数据

浪 高	29 m
波浪周期	17.5 s
海流	SWL : 1.25 m/s
	水下 25 m : 0.65 m/s
	水下 70 m : 0.35 m/s
拖曳力 CD	0.86
惯性力 CM	2.00

分析过程中采用 Stokes 五阶波理论，其常数选项为海流延伸选项。使用上述海洋气象数据得出的环境载荷如图 47.2 所示。

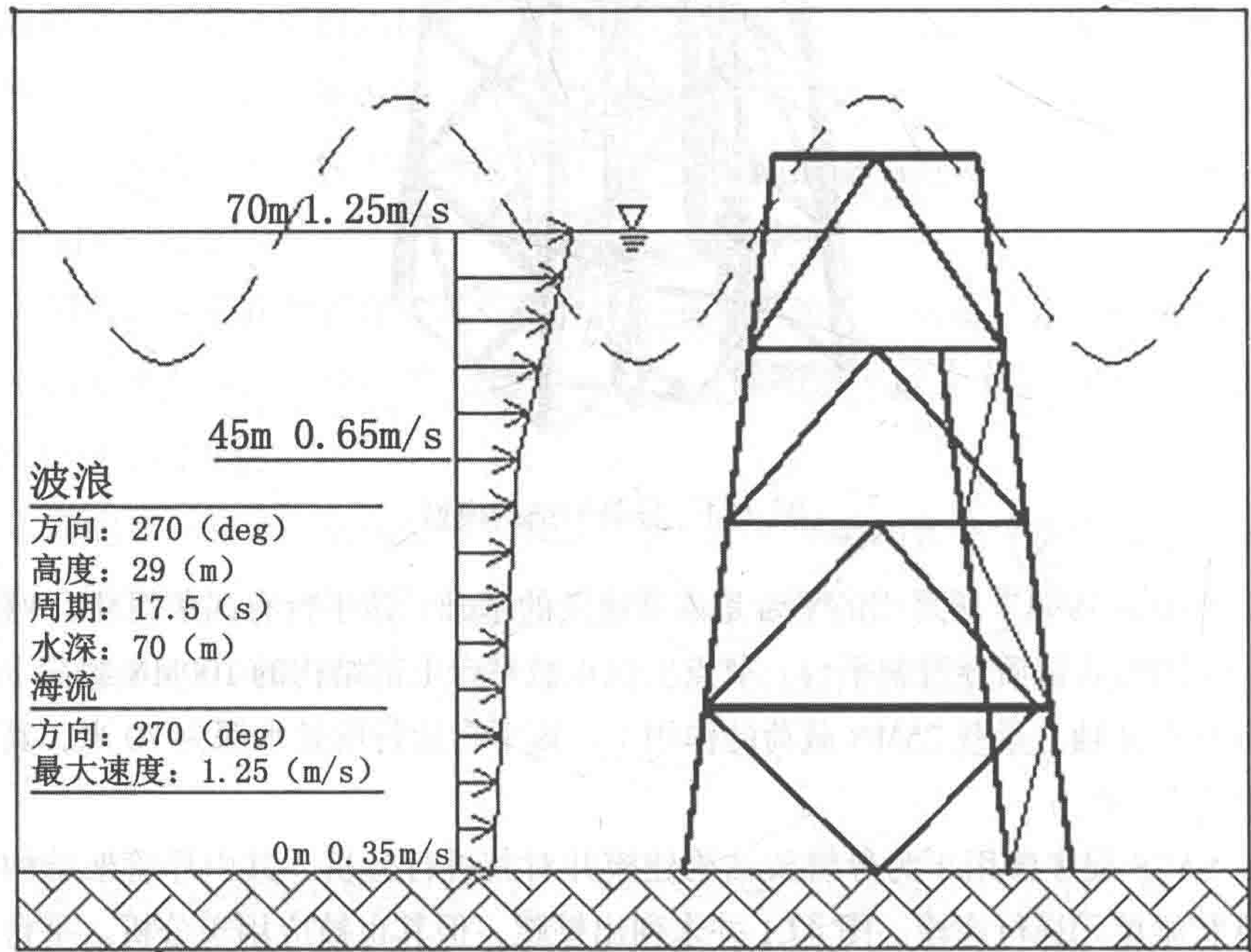


图 47.2 环境载荷

47.2.3 基础模型 Foundation Model

该基础模型由非线性梁柱单元构成，采用非线性 p–y、t–z 和 q–z 进行建模，旨在模拟其非线性行为。其基础标准均源自于 API–RP2A[1] 所建议的方法。

本研究采用其基础数据。假设腿柱总长为 20m。有两段腿柱，第一段为 15m 长，第二段为 5m 长。第一段的厚度和屈服应力均大于第二段。桩腿的长度对极限强度的影响相对较大（使用较长的桩腿时，导管架结构的极限强度增加），但不对本研究结果产生影响。若桩腿长度更大，极限强度的计算精度变小，且不稳定。

47.2.4 腐蚀速率模型 Corrosion Rate Model

有两种腐蚀破坏类型：整体腐蚀和局部腐蚀。整体腐蚀（也称均匀腐蚀）是最为常见的腐蚀类型。其均匀缩减构件的壁厚。局部腐蚀导致局部结构的退化。

腐蚀速率取决于多重因素，包括涂层性能、材料构成、惰性气体特性、区域温度以及所维护的系统本身。为此原因，应基于测量数据的统计结果为腐蚀速率合理建模。

时变腐蚀速率模型可分为三个阶段。第一个阶段不出现腐蚀，因为有涂层的保护，腐蚀速率为零。第二阶段是开始腐蚀，因为防腐受损，出现腐蚀，降低了管状构件单元的厚度。第三阶段对应的腐蚀速率恒定不变。假设模型如下：

$$r(t)=r_s\left[1-\exp\left(-\left(t-\tau_i/\tau_t\right)\right)\right] \tag{47.1}$$

式中：

τ_i 为涂层寿命，τ_t 为过渡时间，r_s 为稳定的腐蚀速率。图 47.3 为腐蚀速率模型。

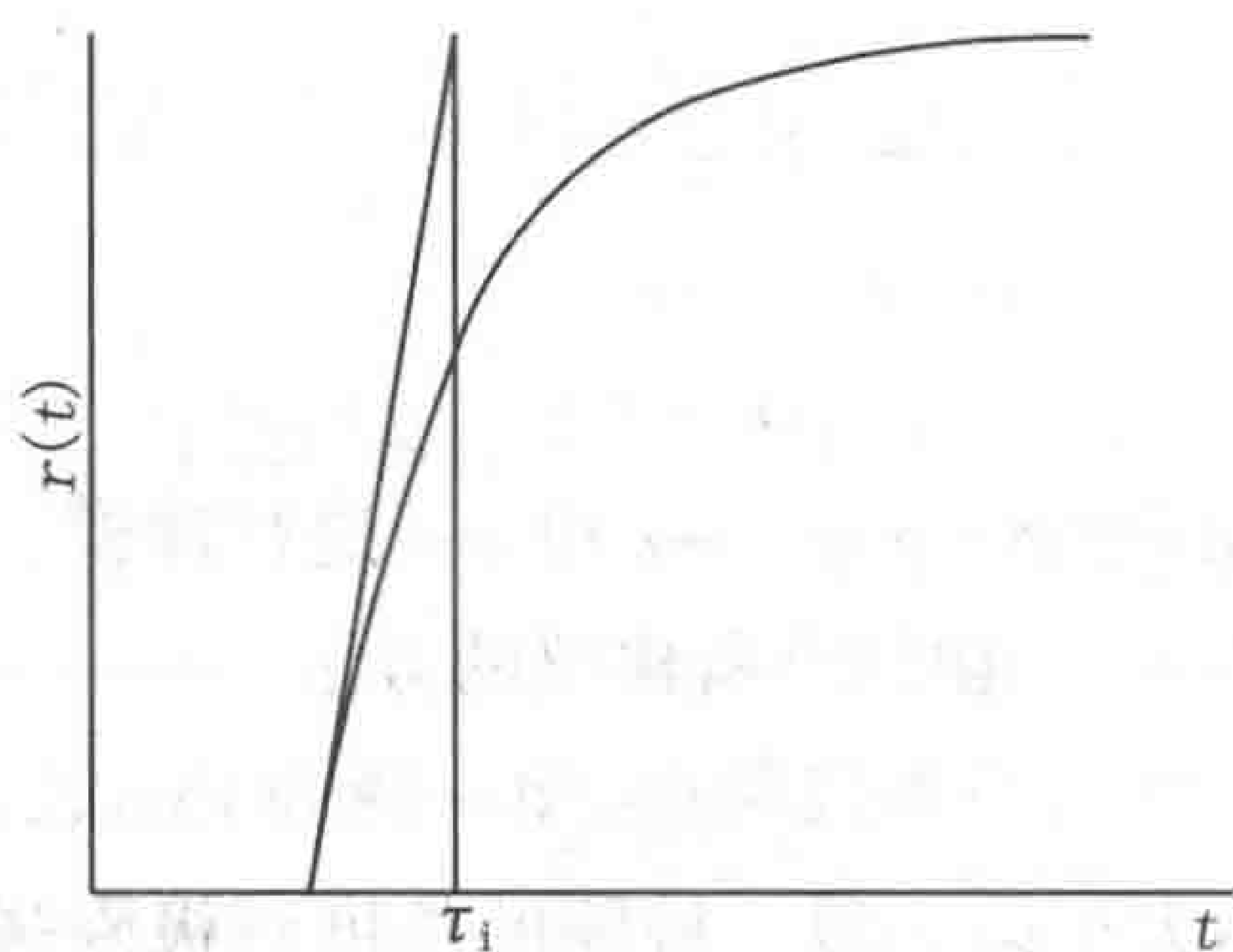


图 47.3　腐蚀速率模型

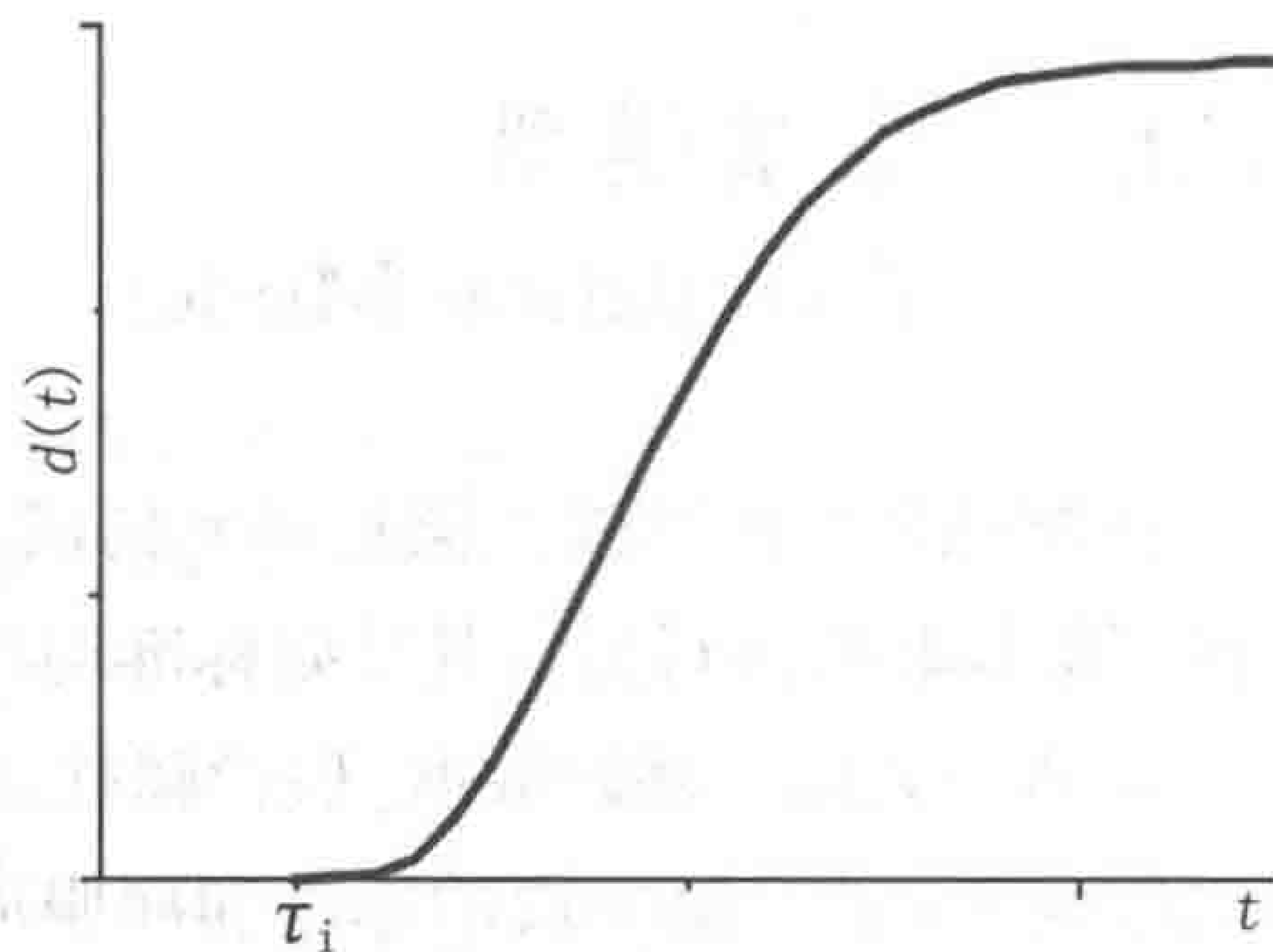


图 47.4　腐蚀所致的板厚损失

代入式（47.1），可由下式得出腐蚀深度：

$$d(t)=r_s\left[t-(\tau_i+\tau_t)+\tau_t\exp\left(-\left(t-\tau_i/\tau_t\right)\right)\right] \quad (47.2)$$

式中，参数 τ_i、τ_t 和 r_s 应与检查结果相匹配。图 47.4 所示系作为时间函数的腐蚀深度。假定涂层寿命符合 Weibull 分布：

$$f(\tau_i)=\frac{\alpha}{\beta}\left(\frac{\tau_i}{\beta}\right)^{\alpha-1}\exp\left[-\left(\frac{\tau_i}{\beta}\right)^{\alpha}\right] \quad (47.3)$$

r_s 拟合为正态分布。

图 47.5 和图 47.6 为基于 Paik, Kim 和 Lee 1998[13] 的数据由当前模型所得出的腐蚀深度（见表 47.2）。腐蚀破坏从第 0 年开始，因为假设涂层延性 τ_i 也从第 0 年开始。随着时间的延续，腐蚀深度将呈加速度式增加。另一方面，后期的腐蚀深度却呈递减趋势，因为钢材表面的块状腐蚀会延缓腐蚀的发展。

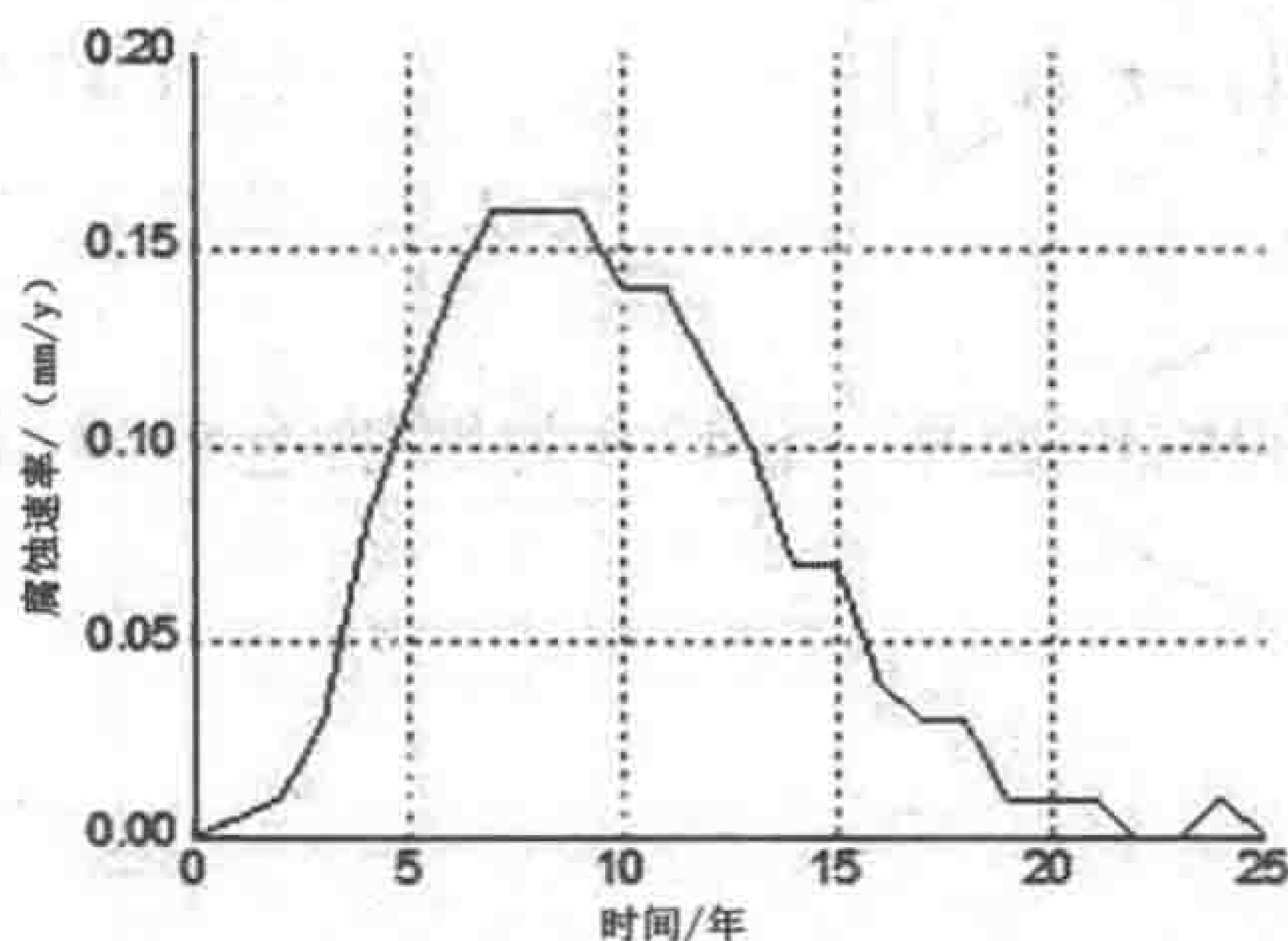


图 47.5　腐蚀速率模型 [13]

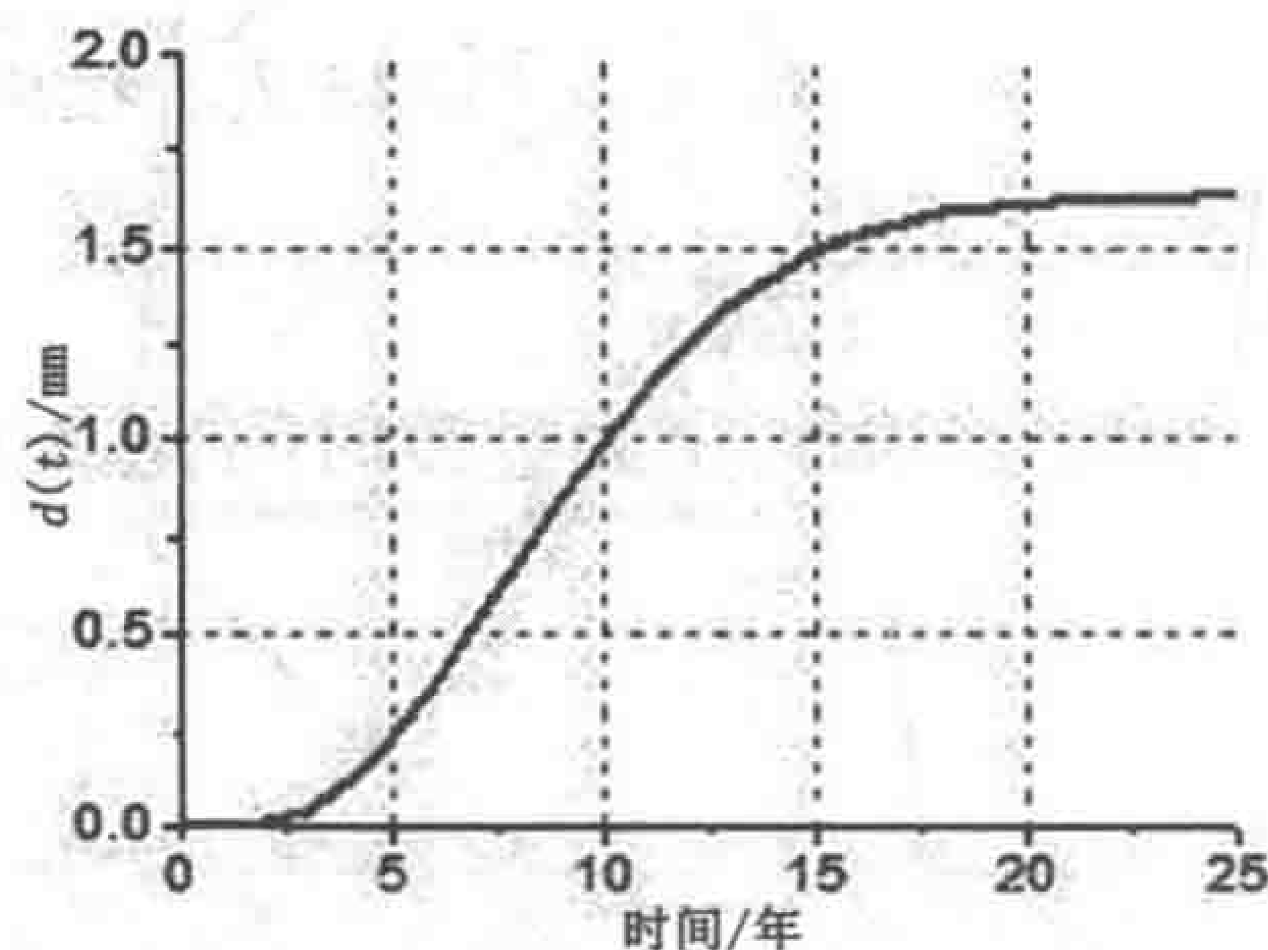


图 47.6　腐蚀所致的管状构件单元厚度损失

表 47.2　基于 Paik统计而假定的腐蚀数据

时间 / 年	$d(t)$/mm	时间 / 年	$d(t)$ /mm
0	0	14	1.42
2	0.01	15	1.49
3	0.04	16	1.53
4	0.12	17	1.56
5	0.23	18	1.59
6	0.37	19	1.60
7	0.53	20	1.61
8	0.69	21	1.62
9	0.85	22	1.62
10	0.99	23	1.62
11	1.13	24	1.63
12	1.25	25	1.63
13	1.35		

47.3　推覆分析

Pushover Analysis

推覆分析也称为破坏分析，采用 SACS 程序进行。SACS 程序在分析时要求提供三个文件，即模型输入文件、破坏输入文件和桩 - 土相互作用输入文件（桩 - 土相互作用输入文件为可选项）。有两个分析步骤：第一步，采用平台上部结构重量和净重；第二步，逐渐增加环境载荷，直至平台发生失效。

47.3.1　极限强度分析

Ultimate Strength Analysis

当位移值达到导管架结构高度的 1% 或构件单元发生失效时的强度称之为极限强度。SACS 程序设定，当结构物上任何单元的位移值达到导管架结构高度的 1% 时中止分析，并将此时的强度设为极限强度。尽管程序中计算极限强度的设置是由单元位移决定的，结构物也在同一时间前后发生首次失效。若干次分析所得出的首次失效通常发生在结构物底部，如图 47.7 所示。

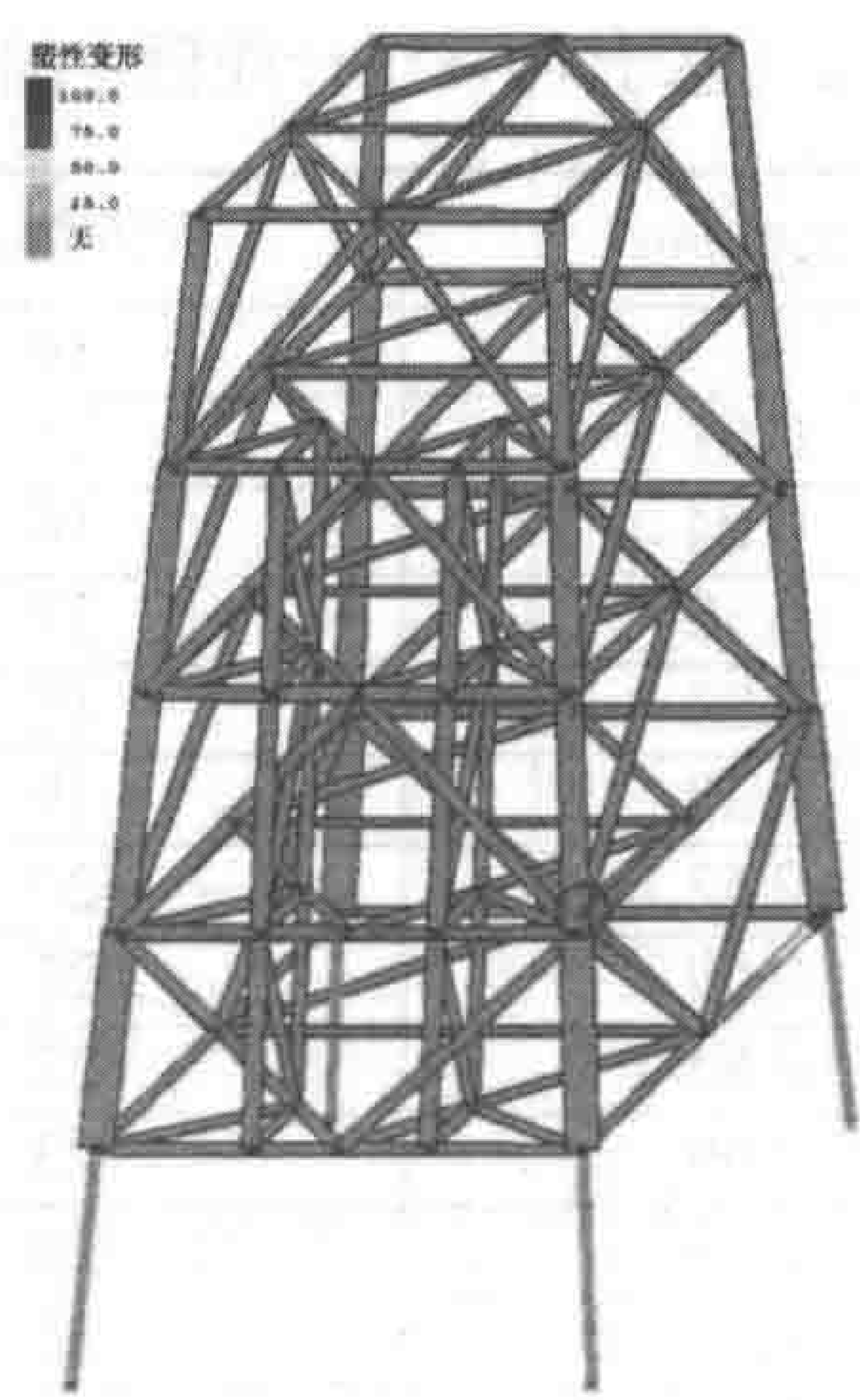


图 47.7 导管架结构的首次失效

47.3.2 储备强度比 Reserve Strength Ratio

平台的承载力被量化为储备强度比（*RSR*）。*RSR* 被定义为平台的横向极限载荷承载力与百年一遇环境载荷之比。

$$RSR=\frac{R_{\text{ult}}}{F_{\text{wave}(100)}+F_{\text{current}(100)}(+F_{\text{deck}(100)}+F_{\text{wind}})} \tag{47.4}$$

式中：

R_{ult} 为极限强度时的响应，$F_{\text{wave}(100)}$ 和 $F_{\text{current}(100)}$ 分别为导管架结构所承受的百年一遇波浪力和海流作用力。若导管架结构的上部结构承受风力作用，也应考虑 F_{wind} 和 $F_{\text{deck}(100)}$（后者为甲板所受波浪力）。经由 SACS 程序计算得出的 *RSR* 如图 47.8 所示。图中的 *x* 轴表示 y 轴上沿 *RSR* 变化的最大位移。

47.3.3 增量波理论 Incremental Wave Theory

SACS 所使用的增量波方法可用于评价多数精确法所能评价的平台特性。结构模型应单独承受增量浪高，以进行增量波分析。使用非线性静态分析法，可相

应得出结构所要求的参数诸如如底部剪力、倾覆力矩、位移等。使结构无法进行波浪加载的特殊浪高也会出现，对此应结束增量分析。如图 47.8 所示的特殊曲线表示不同波浪强度水平下所要求的结构响应情况，也表示 *RSR* 与导管架结构最大位移之比。

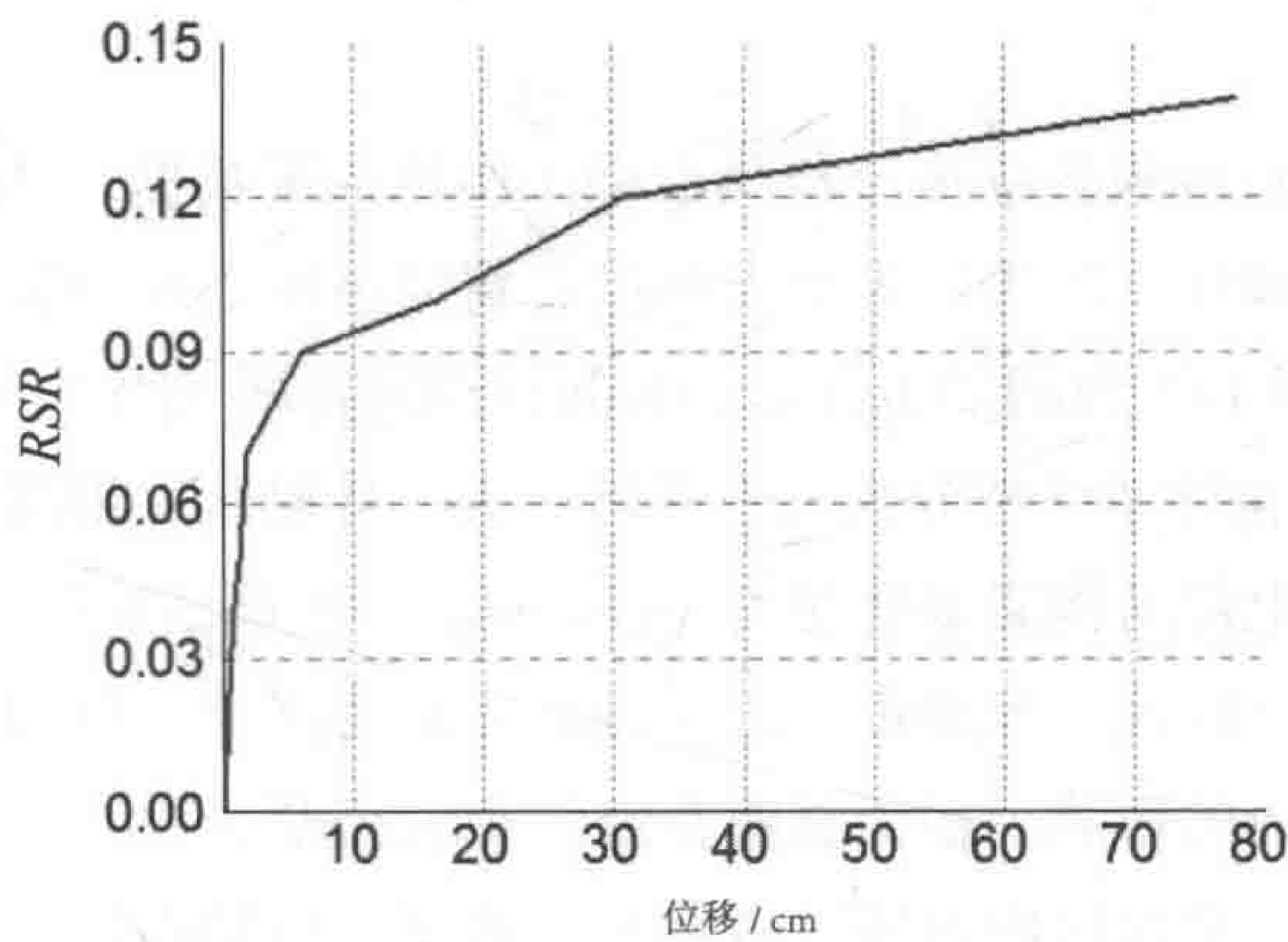


图 47.8　导管架结构的储备强度比

极限强度的分析需结合上述数据在不同的层次上进行，以确定海洋气象数据的方向。如图 47.9 所示，推覆分析是为了发现何处为最低极限强度。

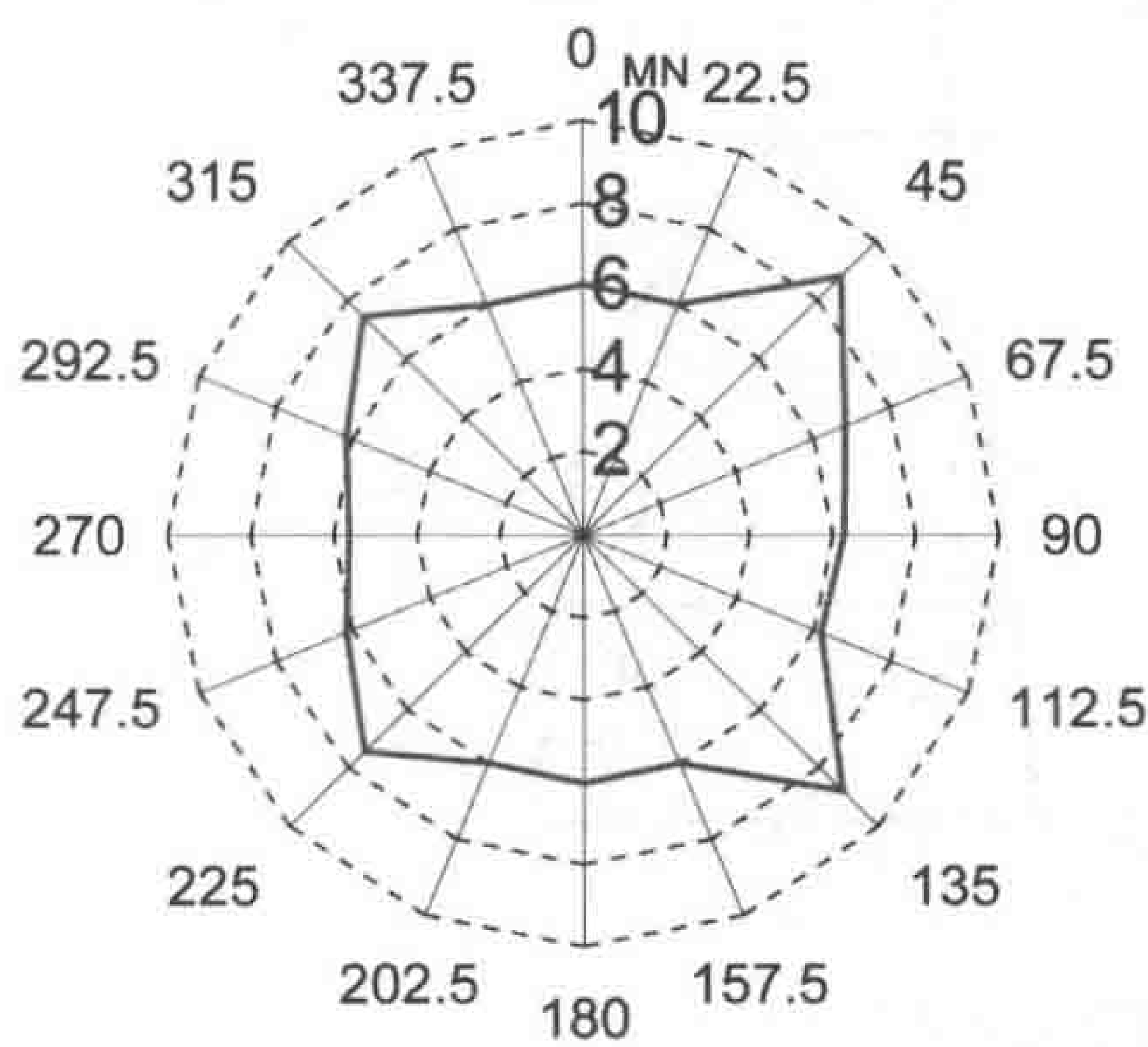


图 47.9　各方向上的极限强度

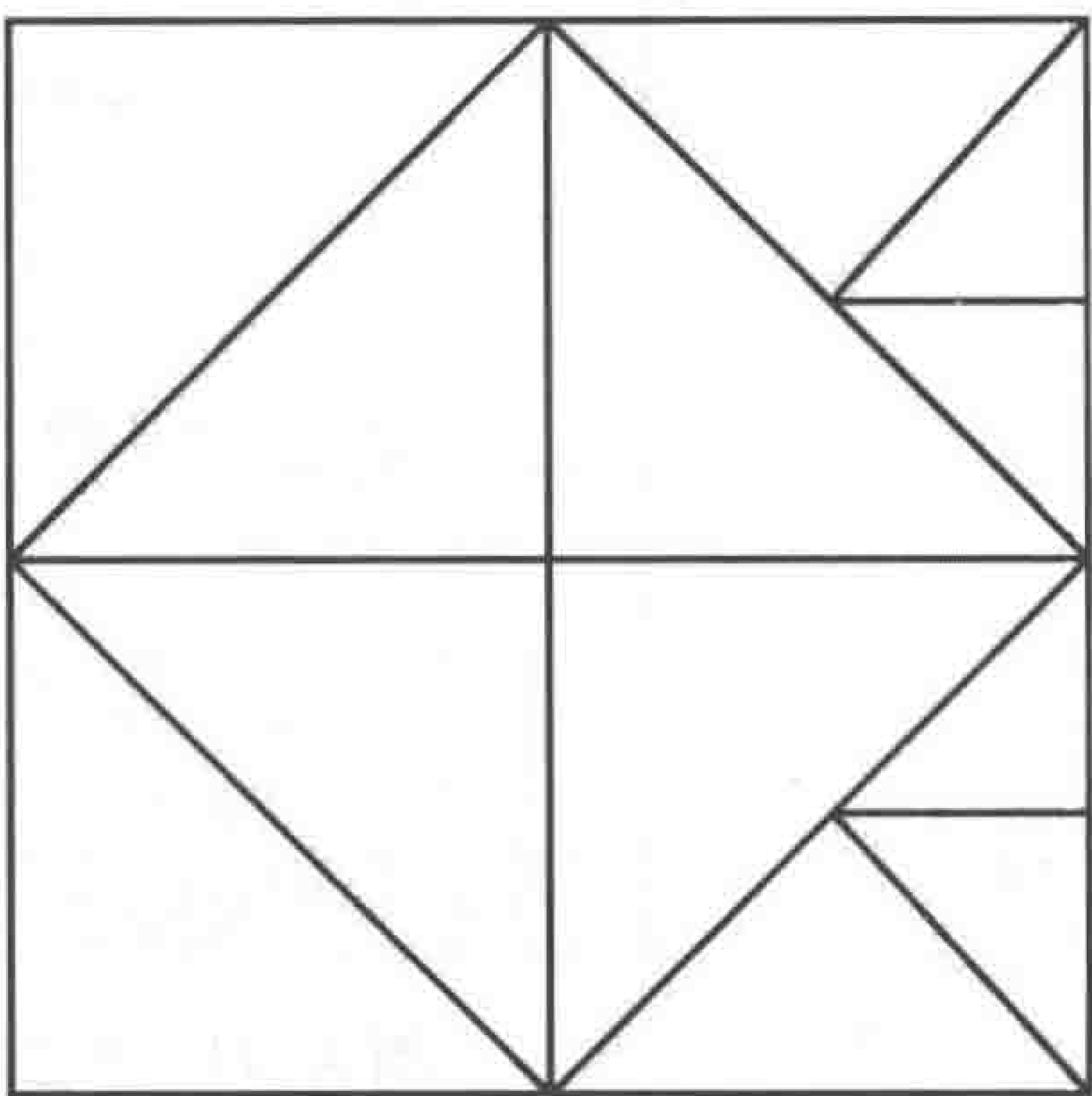


图 47.10　导管架结构俯视图

根据导管架结构俯视图（见图 47.10），该结构在 90~270 度方向上对称。最大极限强度出现在 45 度处，而最低极限强度则出现在 270 度处。根据这一结果，将 270 度选作为平台的最大极限情形。

47.4 导管架结构的腐蚀影响
Corrosion Effect on the Jacket Structure

针对 270 度进行的极限强度分析均借助于腐蚀深度数据，其整个结构的构件单元已遭受腐蚀的破坏，故假设为全面腐蚀。腐蚀破坏表现为管状构件单元的直径和厚度降低。如图 47.5 和图 47.6 所示的 Paik 腐蚀速率模型均被用于导管架结构。

导管架结构的腐蚀速率被分为三个区域：大气接触区、浪溅带和全浸区（见图 47.11）。平台的上部结构通常处在大气接触区，但上部结构被替换为节点重量，因此本研究不考虑该区域。浪溅带内的腐蚀破坏最为严重，因为干扰腐蚀的因素持续受到波浪和风力的影响。很少暴露在空气中或完全浸没在海水中的结构构件组均被纳入全浸区。全浸区内的腐蚀破坏小于浪溅带内的腐蚀。全浸区内结构物所处的深度越大，腐蚀破坏的程度则随之下降。

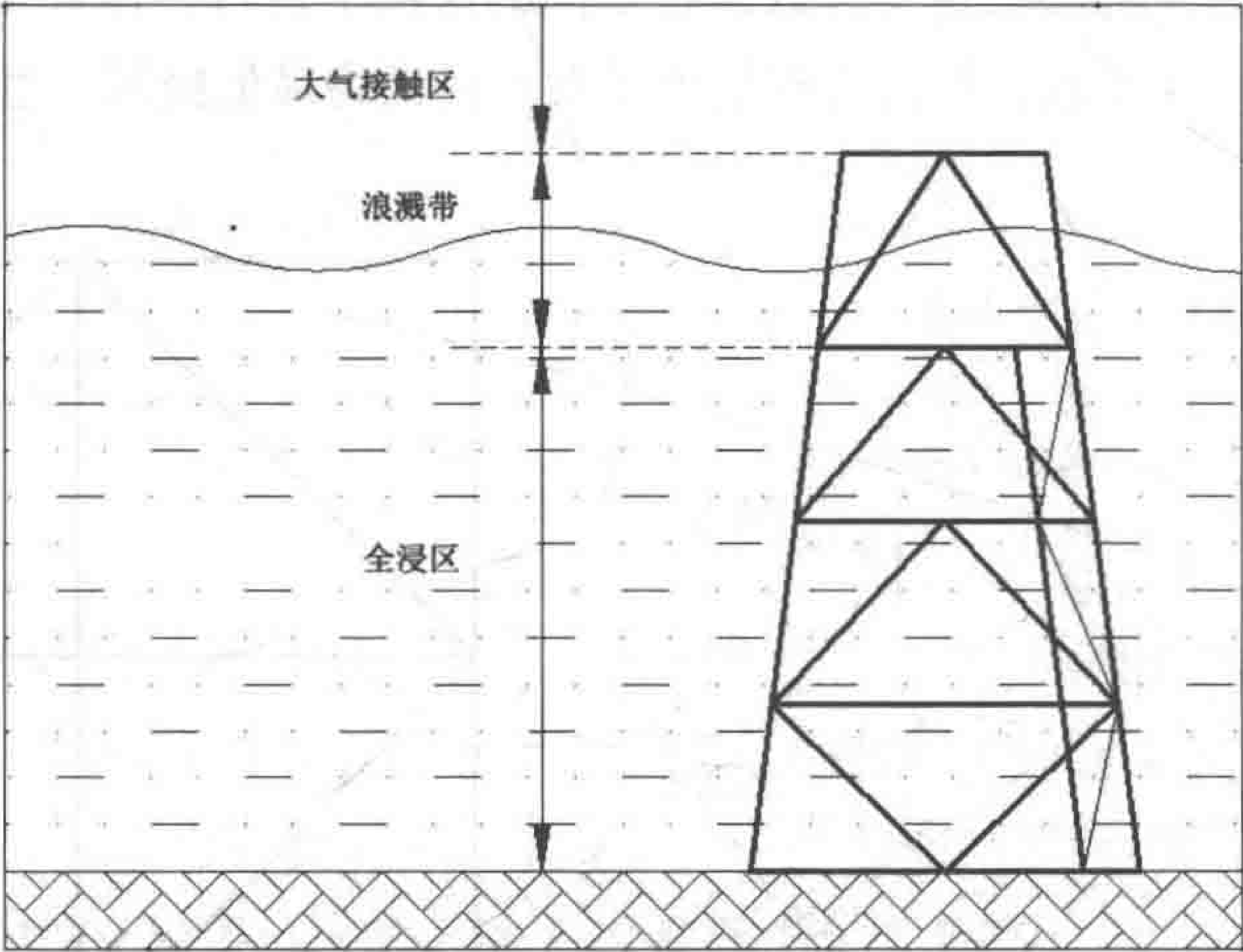


图 47.11　导管架结构腐蚀速率的三个区域

为完整考虑浪溅带和全浸区，其腐蚀深度 $d(t)$ 均被乘以全浸区和浪溅带分别所对应的系数 C_F 和 C_S。之所以用系数 C_F 和 C_S 乘腐蚀深度 $d(t)$，是因为考虑到导管架结构上的腐蚀速率大于船舶。另外，结构物的不同地方会有不同数值的腐蚀速率，但整个结构物的腐蚀原则相同。由于这一原因，假定系数 C_F 和 C_S 已考虑到不同的

效应。除了导管架结构构件单元的厚度外，其他变量如波浪高度、周期和海流速度等均无任何变化。使用 RSR/RSR_0 可得出导管架结构所受的腐蚀影响。

$$RSR_0 = \frac{R_{\text{ult}}^0}{F_{\text{wave}(100)} + F_{\text{current}(100)}} \qquad (47.5)$$

式中：

RSR_0 为第 0 年的 RSR，R_{ult}^0为第 0 年的极限强度。

计算 RSR/RSR_0 的分析结果如图 47.12 所示。

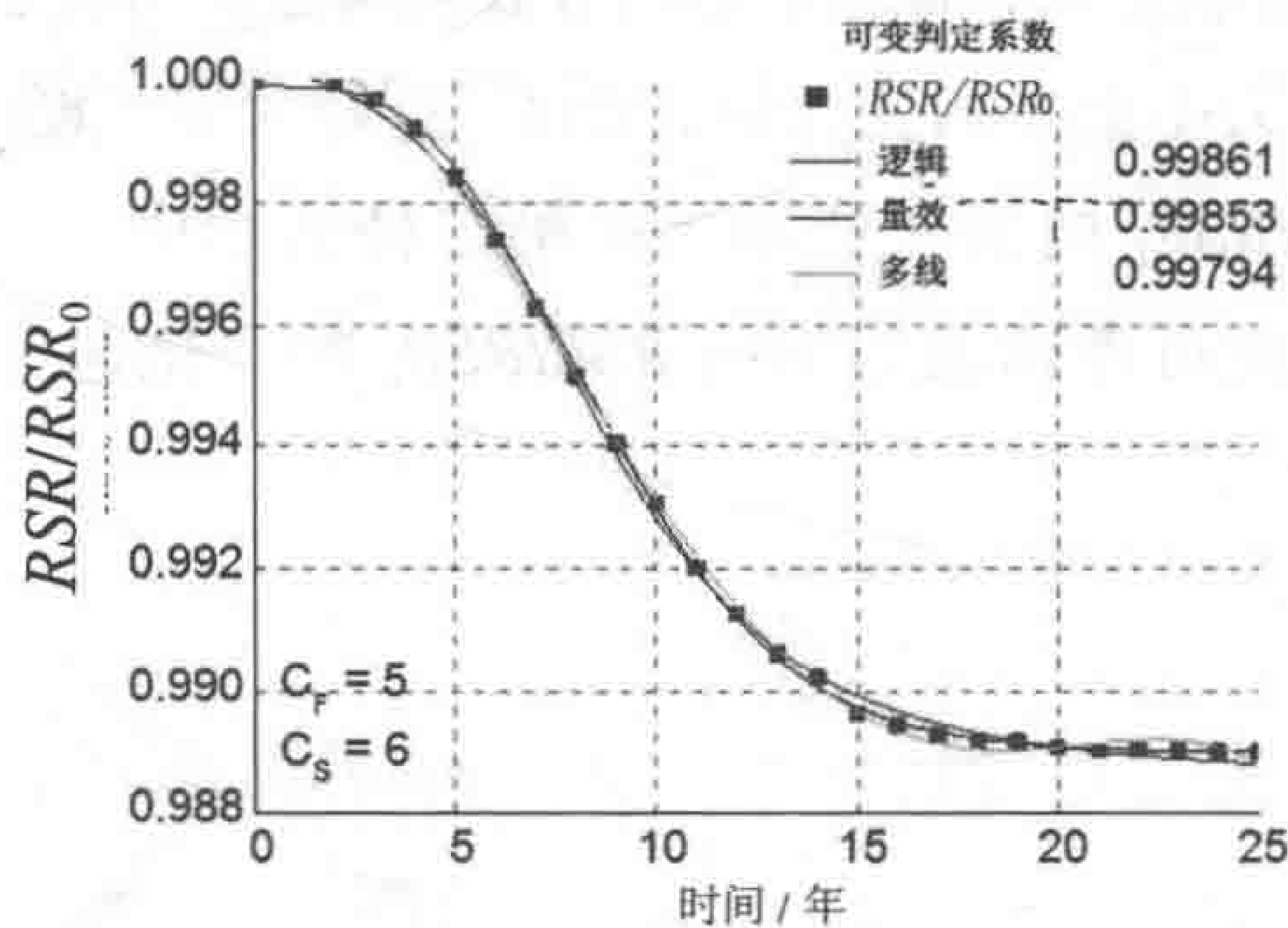


图 47.12　RSR/RSR_0 与时变变量之间的关系

根据结果可以确定开始时腐蚀的影响不断增加，测试末期腐蚀影响逐渐降低。下述 RSR/RSR_0 与时间之间的关系是通过回归分析确立。

逻辑模型　判定系数：0.99861

$$RSR/RSR_0 = \frac{0.0113}{1+\left(t/8.7\right)^{3.64}} + 0.989 \qquad (47.6)$$

量效模型　判定系数：0.99853

$$RSR/RSR_0 = 0.989 + \frac{0.012}{1+10^{-0.176(8.37-t)}} \qquad (47.7)$$

多线模型　判定系数：0.99794

$$RSR/RSR_0 = 1 + (5.24\text{E}-4)t - (2.39\text{E}-4)t^2 + (1.44\text{E}-5)t^3 - (2.54\text{E}-7)t^4 \qquad (47.8)$$

式中，t 为事件。确定系数（判定系数）约接近于 1，等式精度则越大。所有等式的精度均大于 99%。其中建议使用式（47.8）（根据逻辑模型）。

47.5 腐蚀影响的比较
Comparing Corrosion Effect

根据上述结果，难以说明哪个区域对导管架结构的破坏程度最大。为验证哪个区域对结构物的影响更大，需采用不同系数进行分析对比。分析发现有两种情形。第一种情形是，C_F 为 1 至 5 的变化值，而 C_S 正好为 6。通过第一种情形的分析，可知全浸区内 RSR/RSR_0 的变化速率。在第二种情形中，C_S 的变化值为 4 至 8，C_F 为固定值 3，在此可考虑浪溅带内 RSR/RSR_0 的变化速率。图 47.13 和图 47.14 均为分析结果。

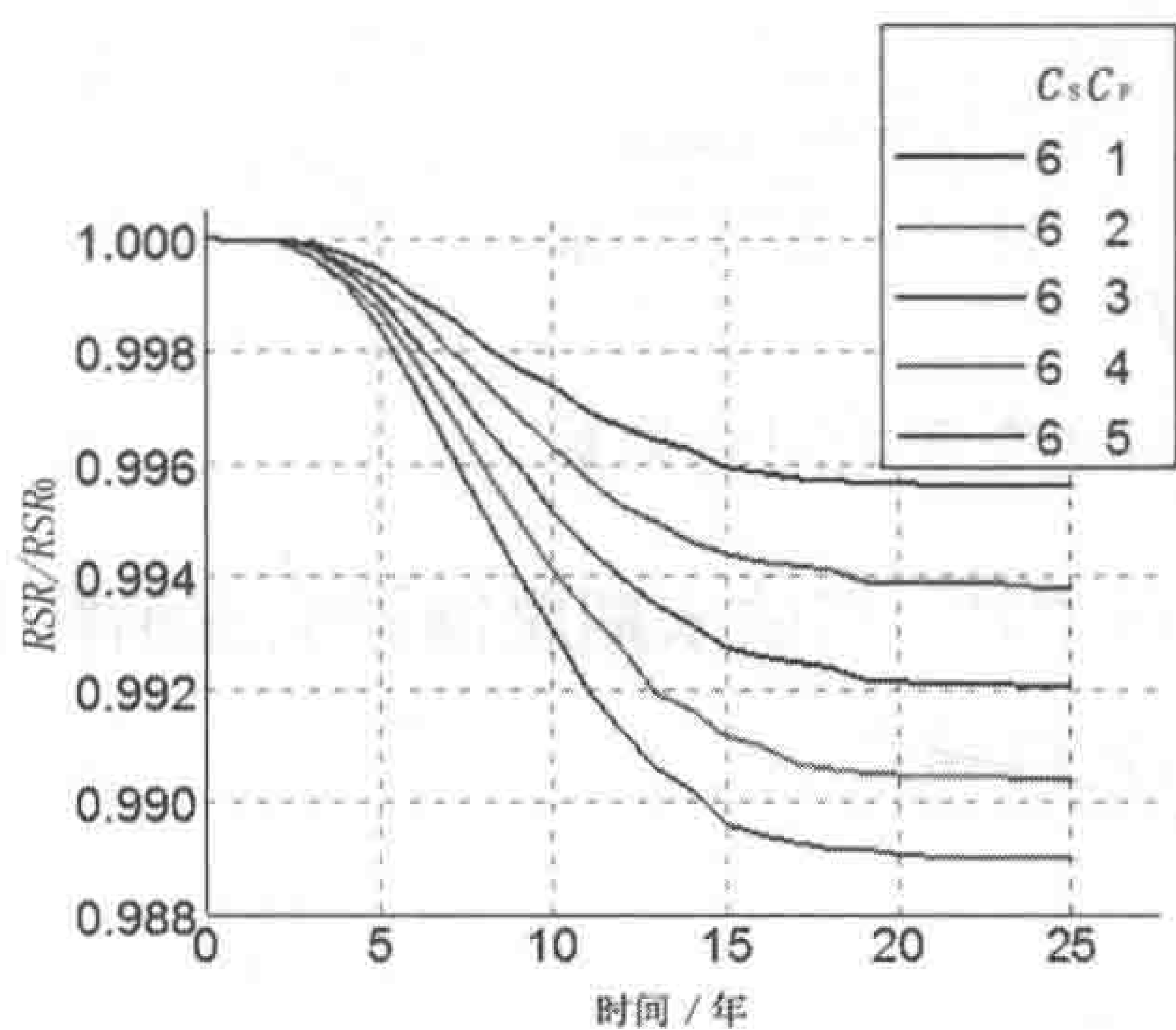


图 47.13　固定值 C_S 和变化值 C_F

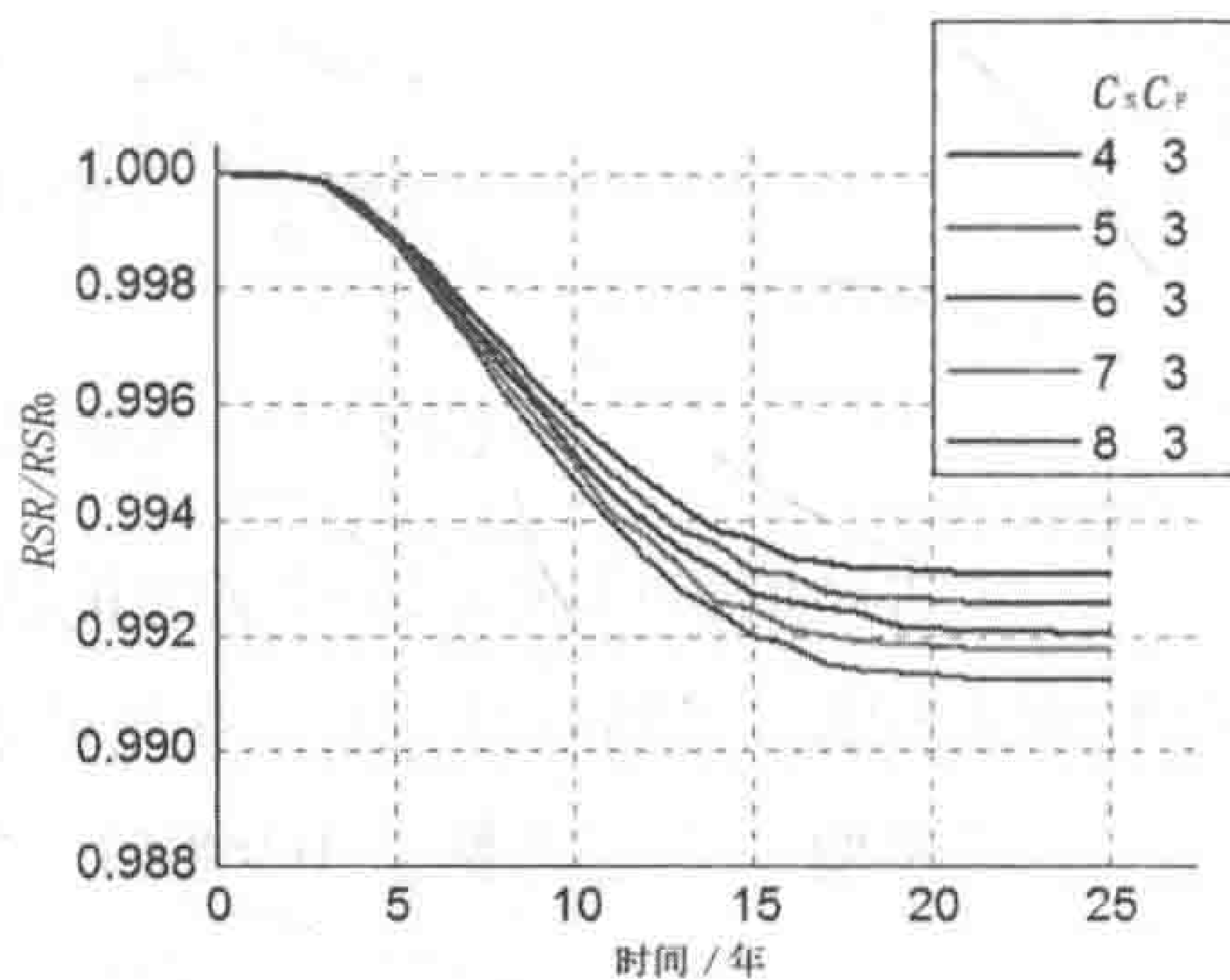


图 47.14　固定值 C_F 和变化值 C_S

在两种分析情形中，系数增加越快，RSR/RSR_0 降低越大。下述等式用做比较腐蚀影响的变化速率。

$$R_{ij}=\frac{R_i-R_j}{R_i} \tag{47.9}$$

$$Q_{kl}=\frac{Q_k-Q_l}{Q_k} \tag{47.10}$$

式中：

$R_i(i=1,2,3,4)$ 和 $Q_k(k=4,5,6,7)$ 均为 RSR/RSR_0 的变化速率，此时第一种情形中的 C_F 为 1, 2, 3, 4，第二种情形中的 C_S 为 4, 5, 6, 7。式中，$R_j(j=2,3,4,5)$ 和

$Q_l(l=5,6,7,8)$ 均为 RSR/RSR_0 的变化速率，此时第一种情形中的 C_F 为 2, 3, 4, 5，第二种情形中的 C_S 为 5, 6, 7, 8。两种情形的变化速率如图 47.15 和图 47.16 所示。

计算出每一域区内的 RSR/RSR_0 变化速率、R_{ij} 和 Q_{kl}。将变化速率划分为全浸区和浪溅带的数值，可对比这两个区域内的腐蚀影响。

$$比值 = \frac{R_{ij}}{Q_{kl}} \tag{47.11}$$

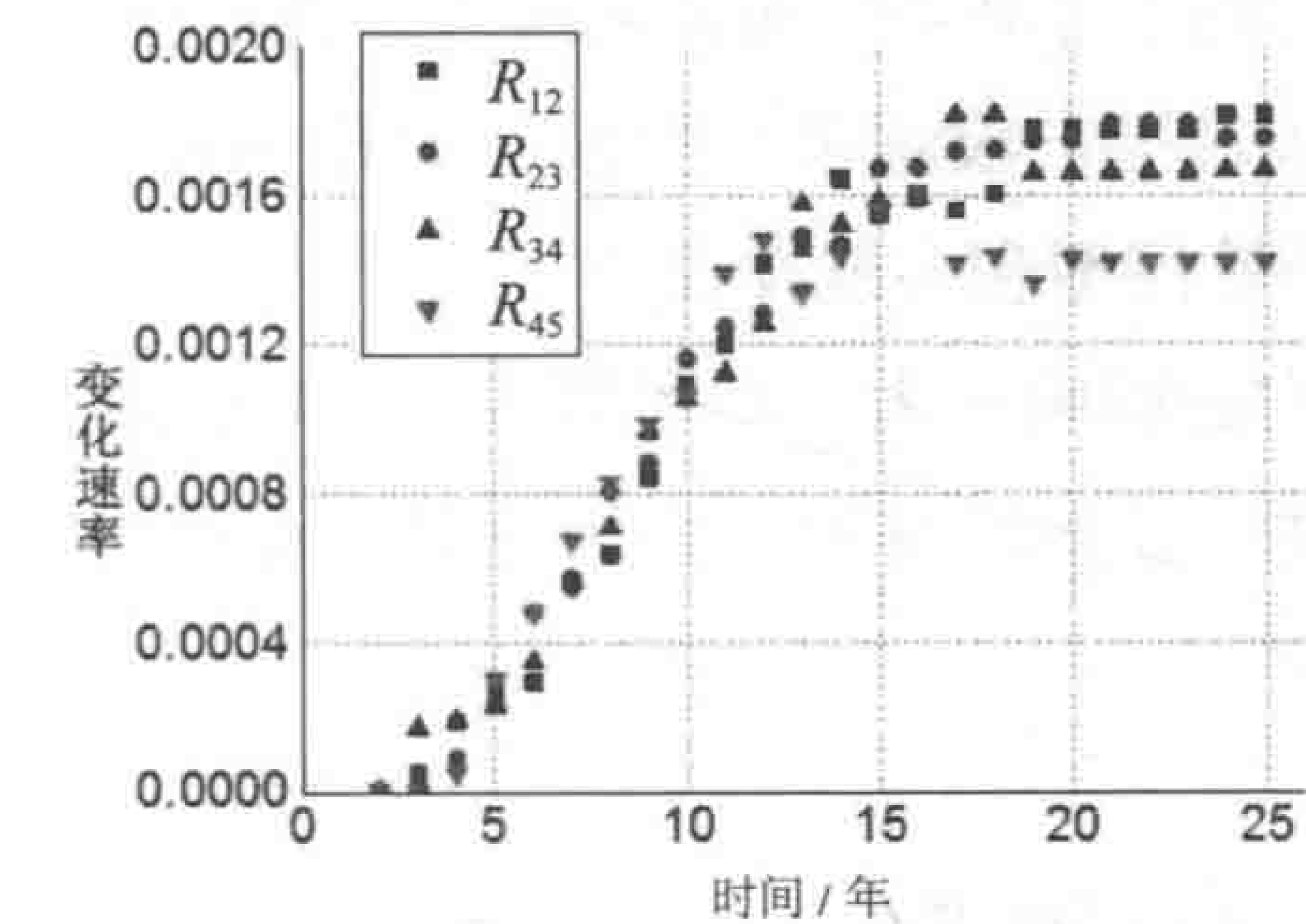


图 47.15　第一种情形的 *RSR* 变化速率

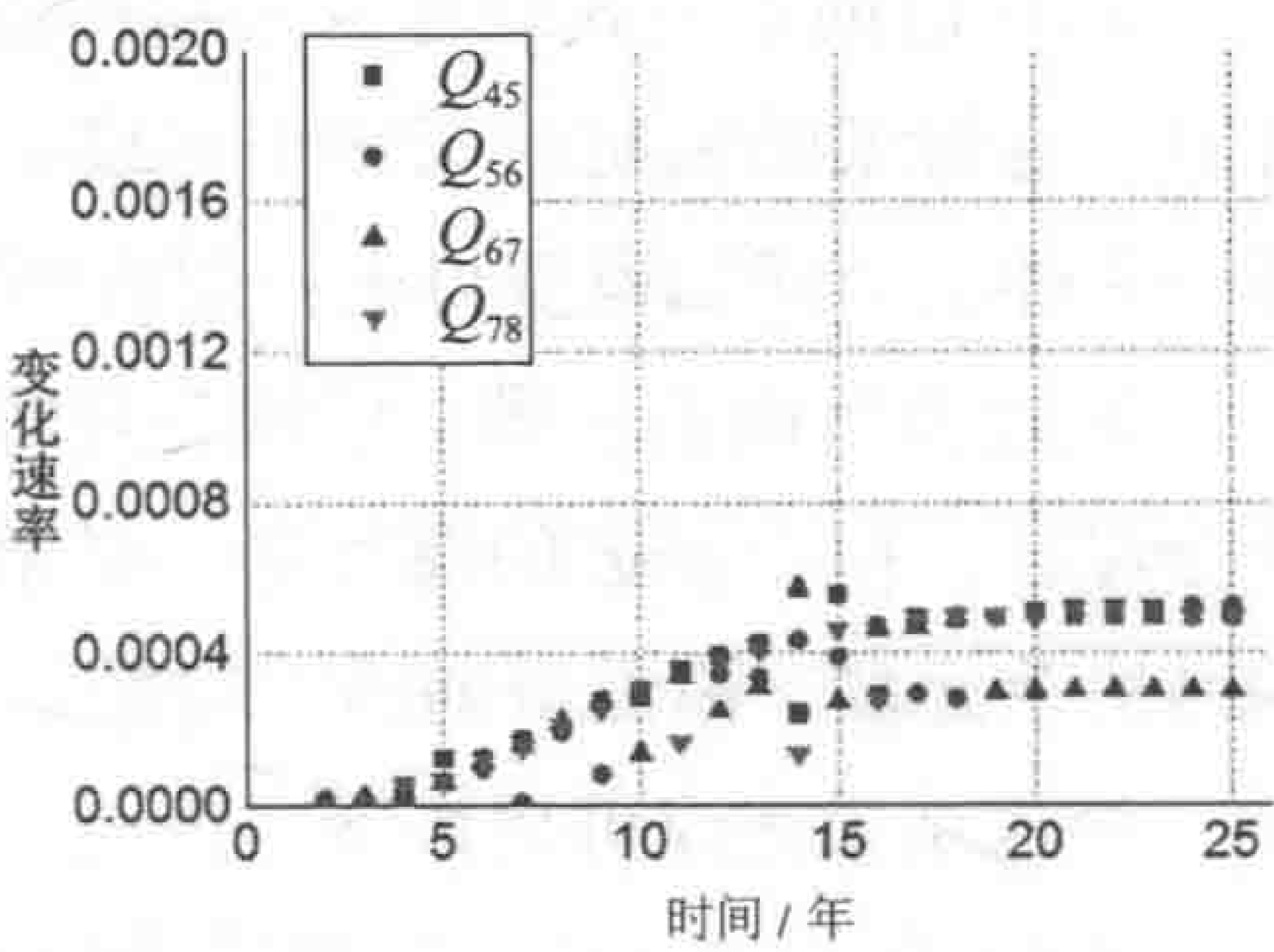


图 47.16　第二种情形的 *RSR* 变化速率

分析结果如图 47.17 所示。分析所得的所有数据几乎均集中在 3.5 左右。这意味着，尽管浪溅带的腐蚀速率大于全浸区，但全浸区的腐蚀影响却是浪溅带的 3.5 倍。

用于比较腐蚀影响分析的导管架结构其水深为 70m。这意味着，受腐蚀影响的极限强度随结构物水深的增加而降低。

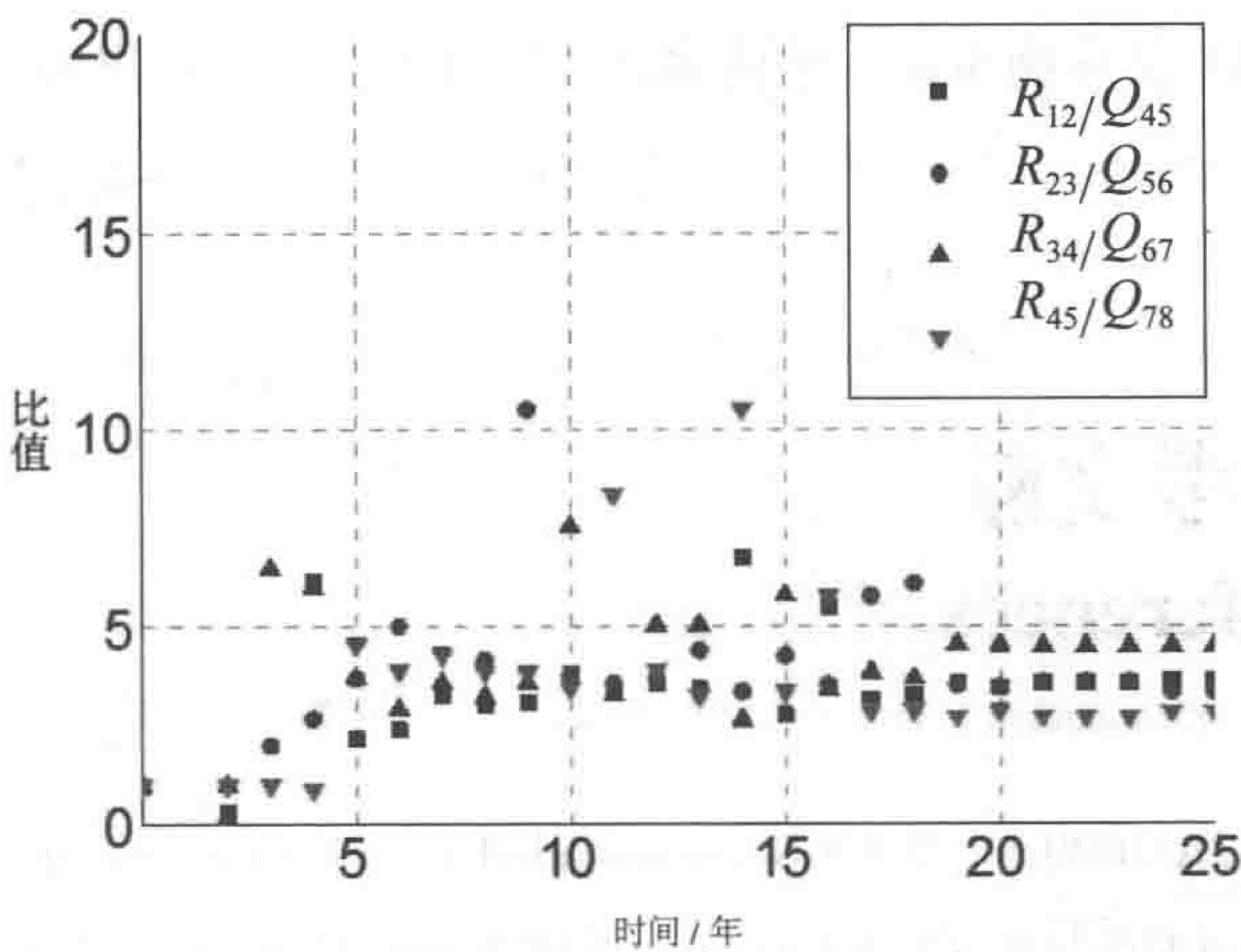


图 47.17　浪溅带与全浸区的 *RSR* 值对比

47.6 结论 Conclusion

本章借助于公式对导管架结构在25年期内的相关时间和 RSR/RSR_0 值进行了计算。导管架结构可分为三个区域：大气接触区、浪溅带和全浸区。相关公式均基于下述三个回归模型得出：逻辑模型、量效模型和多线模型。

通过分析确定了哪个区域对导管架结构的影响更大，即尽管浪溅带的系数大于全浸区，但全浸区的腐蚀影响是浪溅带的3.5倍。其原因在于，处于全浸区内的结构单元多于浪溅带内的结构单元。

根据结果建议可采用下述观点：

（1）使全浸区内导管架结构构件单元的涂层厚度更大；

（2）使阳极的变化周期更短，或者使用全浸区内（的承载能力）容量大于浪溅区内的阳极；

（3）可通过估算浪溅区内相关单元的腐蚀破坏程度来（猜）推测全浸区内相关单元的受腐蚀影响的程度。

需进一步确立有关导管架结构在时间与腐蚀影响之间的关系并使之更为可靠，其中包括上部结构和导管架结构中的局部腐蚀现象。这会使情况变得更为复杂，因为上部结构的设施更多、结构多变。这几方面将在离岸腐蚀的整体影响中进行分析说明。

47.7 参考文献 References

[1] API RP 2A(2000), “WSD Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms-Working Stress Design”, American Petroleum Institute.

[2] Oyvind Hellan, Bjorn Skallerud, Jorgen Amdahl and Torgeir Moan (1991), "Re-assessment of Offshore Steel Structures: Shakedown and Cyclic Nonlinear FEM Analyses" , SINTEF Structural Engineering, ISOPE-91-173-03.

[3] J. Mirzadeh Niasar, A.A.Aghakouchak, S.Samadani and A.Aghakouchak (2008), "Ultimate Strength Analysis of Jacket Type Offshore Platforms Due to Wave, Current and Wind Loading" , Proceedings of the ASME 27th International conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE2008-57797.

[4] V.V.D.Nair and J.M.Kuhn (1993), "Reassessment of offshore platforms" , Dallas E&P Engineering, Mobil Research and Development Corporation, ASME Book No. AMR128.

[5] Mike Efthymiou and Jan Willem van de Graaf(2011), "Reliability and (Re)Assessment of Fixed Steel Structures" , Proceedings of the ASME 2011 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2011-50253.

[6] Katrine Hansen and Ove Tobias Gudmestad (2001), "Reassessment of Jacket Type of Platforms Subject to Wave-in Deck Forces: Current Practice and Future Development" , Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference.

[7] Tae-Yun Kim and Kwang-woo Cho(2013), "Forecasting of Sea-Level Rise using a Semi-Empirical Method" , Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety Vol. 19, No. 1, pp. 1-8.

[8] N. B. Nagel(2001), "Compaction and Subsidence Issues Within the Petroleum Industry: From Wilmington to Ekofish and Beyond" , Phys. Chem. Earth (A), Vol. 48, No. 1-2, pp. 3-14.

[9] Jan Inge Dalane(1993), "System Reliability in Design and Maintenance of Fixed Offshore Structures" , Department of Marine Structures the Norwegian Institute of Technology the University of Trondheim, Norway pp. 8.1-8.34.

[10] C Guedes Soares and Y. Garbatov(1999), "Reliability of maintained, corrosion protected plates subjected to non-linear corrosion and compressive loads" , Marine Structures 12, pp. 425-445.

[11] Pattillo, P. D., Kristiansem, T.G., Sund, G.V., and Kjelstadli, R.M.(1998), "Reservoir Compaction and Seafloor Subsidence at Valhall" , SPE/ISRM Rock Mech In Petrol VI, pp. 377-386.

[12] Yong Bai and Hai-Hong Sun(2003), "Time-variant reliability assessment of FPSO hull girders", Marine Structures 16, pp. 219-253.

[13] Jeom Kee Paik, Sung Kyu Kim and Sang Kon Lee(1997), *"Probabilistic Corrosion Rate* Estimation *M*odel for Longitudinal Strength Members of Bulk Carriers", Ocean Engineering, Vol.25, No. 10, pp. 837-860.

第 48 章　FPSO 的风险和可靠性应用

Risk and Reliability Applications to FPSO

48.1 概述
General

本章将介绍 FPSO（浮式生产储卸装置）的风险和可靠性应用。根据基于风险的评估法，本章共分为三部分即基于风险的船级分类、基于风险的检查和基于风险的检验。

基于风险的船级分类是指对设计和施工是否符合船级社要求进行审核，船级社负责主要任务和设施的分级管理。本章将对涉及此类审核工作的问题进行论述。

在正常情况下，基于风险的检查方法有两类检查工作。一类由船级社负责，是对保持船级进行检验的组成部分。其仅涵盖经船级分类的系统。另一类则由船东或营运人负责，是其质量（安全性和生产率）保证程序的一部分。受入级范围的影响，这会有别于船级社检查所覆盖的范围。最后一部分即为基于风险的检验。当前的检验工作有三类即年度检验、中期检验和特别检验。检验的时间间隔分别为一年、二至三年和五年。美国船级社（ABS）的《钢质船舶建造和入级准则》为这三类检验工作定义了相关的要求和程序。检验也可在施工期间进行，以确保设计中所定义的要求在施工中得到合理落实。

如上所述，在此仅述及检查工作。其涉及两种不同视角，一是从船级社出发，另一是从营运人 / 船东出发。船级社检查的主要目的是检查施工是否满足入级要求，而营运人检查则主要出于安全管理程序的目的，是为了确保安全性和生产率。有关基于风险的船级分类、检查和检验的更多内容详见后续章节。

48.2　基于风险的船级分类 Risk Based Classification

48.2.1 基于风险的船级分类 Risk Based Classification

基于风险的方法可能被应用于整个 FPSO，或者个别系统或子系统。若基于风险的方法被应用于 FPSO 的一部分，则需满足下述要求：

（1）相关的评估应考虑到所有的危险和关联场景，包括所涉及系统边界以外的微弱危险。

（2）FPSO 的其余部分应与 ABS 相关准则或指南中所规定的强制性标准的适用部分相一致。

很少有诸如相关数据的可用性、设计阶段、整体审核计划要求、船东和设计师的偏好等要求需要满足，因此可应用基于风险的定性和定量方法。

48.2.2　船东 / 营运人的责任 Owner/Operator's Responsibilities

在实施基于风险的方法期间，船东或营运人也需担负责任。其主要责任在于 FPSO 装置的安全性和完整性，而船东的责任是制定审核程序，其中应明确定义进行基于风险的审核的所有主要方面。作为最低限度的要求，船东 / 营运人需对下述方面负全责：

（1）所有重要的构件均需合理选择，并根据功能性、适用性、结构完整性、残存性以及与其他重要构件的关联性和可能的互动，为离岸设施的生命周期正确编制相应的执行标准。

（2）需合理确定风险接受准则，以期形成等同于或高于运用强制性标准所能达到的安全水平。

（3）识别出会潜在导致重大事故的所有危险，其风险需经评价，并采取措施将风险至少降低至符合风险接受准则的水平。

（4）风险评估的结果应符合船旗国和沿岸国的适用要求。

风险评估的更多详细内容包括所用方法、风险接受准则、所用工具和数据库、已识别危险和降低风险的措施，均需接受主管机构的审批。若风险评估的结果偏离了强制性准则，船东则应详细说明其各种参数，并提交至主管机构进行审批。

48.2.3 船级社的责任 Classification's Responsibilities

设计审核应由主管机构进行核准，安装施工期间应检验重要构件是否适合于意向目的及是否有效，也即它们需符合经审核与批准的执行标准。审核工作涵盖设计、施工、安装和连接等方面。

主管机构将采用历史数据、良好的工程经验以及可靠的技术来核准风险接受准则，以确认 FPSO 的安全性和完整性。若风险评估及其结果得到了此类主管机构的批准，主管机构将支持船东申请接受船旗国和沿岸国的认可。

48.2.4 设计审核需提交的材料和要求 Submittals and Requirements for Design Verification

对设计过程中基于风险的审核计划而言，在要求与所提交的相关材料之间存在差异性。对 4 个主要设计阶段和安装连接阶段的最低要求和所需材料如下：

（1）概念设计审核。

（2）前端工程和设计审核。

（3）最终设计审核。

（4）安装、连接和调试审核。

48.3　基于风险的检查
Risk Based Inspection

基于风险的检查通常由船级社和船东 / 营运人双方共同执行，因为每一方都有一套不同的检查程序。船级社检查的主要目的是检验船级保持的情况，因此检查仅针对已入级系统。

本书的检查工作可分为下述几类：

（1）包括船体和上部结构在内的结构。

（2）辅助定位系统的系泊系统和推进器系统。

（3）输出 / 输入系统（立管和 / 或出油管和卸载系统）。

（4）生产设施和船用系统。

本书采用 ABS 准则来介绍基于风险的检查。两种检查方法的风险水平和检查成本如图 48.1 所示。

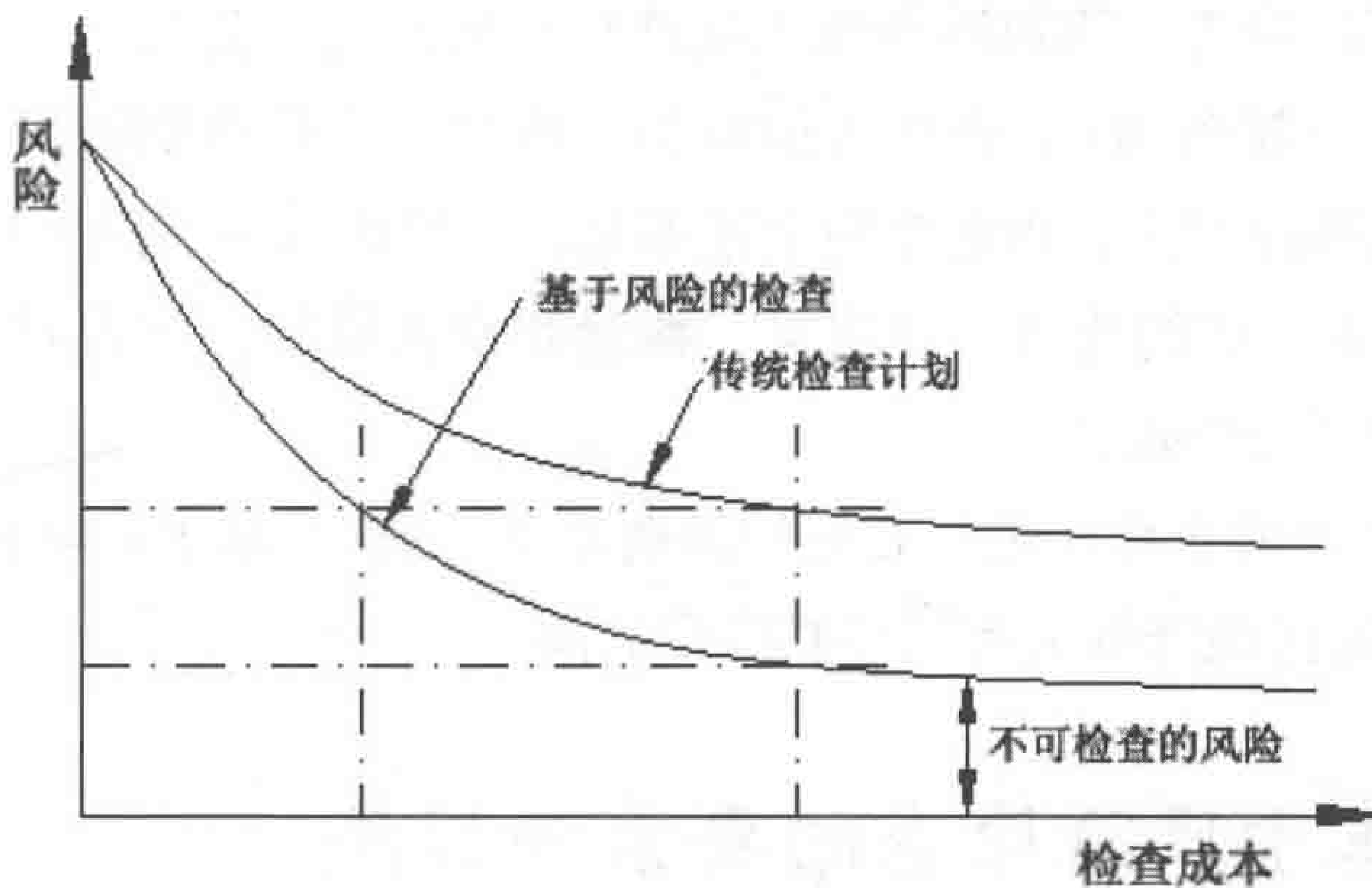


图 48.1　两种检查方法的风险水平和检查成本

48.3.1 基于风险的强度和缺陷检查（基于风险检查的优点）

Strengths and Weaknesses of Risk Based Inspection (Advantages of Risk Based Inspection)

针对如何规划和执行一个好的检查程序，可提出下述 3 个问题：

（1）什么应该检查?

（2）应付出多大的努力来检查具体的部件或细节?

（3）何时须进行检查?

常规检查有两个主要特点，即间隔时间固定且依靠经验。尽管已定义了基于风险进行检查的准则，但每一个船东或营运人的要求或程序都会各不相同。他们有一个共同点，即他们都依托于从事检查工作的检查员的经验。

常规方法有若干不足之处。首先，固定间隔检查法的风险水平难于控制。例如，有些部件会在两次邻近检查之间失效，这会对安装施工留下极大的风险。另一方面，也有可能做了不必要的检查工作。在此情况下，不必要的停工时间以及检查时间的浪费将会加大，这也浪费了营运成本和时间。无论部件/细部是否重要，均需进行类似的检查。当风险表现为生产成本较高时，需要一个相对较长的停工时间。这会成为船东和/或营运人的负担。但是，若检查期限设置合理且合理采用基于风险的检查方法，则会克服上述不足。一般而言，风险和检查均能：

（1）形成更佳的能力，以定义、衡量和修正风险，使得对安全、环境和停产风险的管理更为有效。

（2）允许对检查程序进行更好的规划并予实施，且基于风险和可靠性的方法。

（3）系统性地降低失效概率和停产时间。

48.3.2 基于风险检查的要素和程序

Elements and Procedures of Risk Based Inspection

图 48.2 是基于风险检查的主程序。检查过程就是收集信息、进行筛选，并区分风险等级，然后更新信息。整个过程以图 48.2 所示流程重复进行。

在基于风险检查的程序中，最重要的环节是排定部件的优先顺序。相关任务

由两个主要部分组成：筛选部件所属风险以及区分这些部件的风险等级。在任务结束之际，就可以知晓针对检查什么和检查程度如何等问题的答案。定性和定量方法均可应用于风险筛选和等级区分。

工程分析程序也是重要的组成之一。这种分析法以检查期间所收集的数据为依据。对各部件或结构细部进行状态更新的基础均与分析的结果有关。通过应用可靠性技术和断裂力学知识，可确定退化程度和速度。此类信息将被输入设施/结构数据库中，以便规划未来的检查工作。



图 48.2　基于风险检查的流程

48.3.3　基于风险检查的方法
Methodology of Risk Based Inspection

何物、何地、何时，这三者均为采用基于风险的检查方法进行分析时应予回答的问题。一般而言，风险概率较大的部件应先予检查，而一种部件或结构细部的风险则等于失效概率及其后果之积。因此，确定失效概率和相应后果则是主要任务。

可以将定性和定量方法应用于可能的基于风险的检查。每一种方法均有其自身的优缺点。两种方法在功能方面没有明显的区别，但其复杂性水平互有不同。定量方法可得出特定的风险值，而定性方法则提供广义上的风险评估数据。其

意味着，定量方法不仅需要更多的信息用于分析，而且也需要更为详细的结果。定性方法为各类设施和子系统提供更为广义的风险分析法，其所需信息比定量方法少。

1. **定性方法**

定性方法是用于确定风险等级相对较为简便的方法。其常见步骤如下：

（1）信息收集。

（2）后果和可能性分析。

（3）使用风险矩阵区分风险。

（4）为子系统 / 部件排定检查的优先顺序。

为检查工作设定各部件的等级是关键步骤之一。应当为安装施工设立一个评级系统。并由该系统对后果分析和可能性分析进行定义。表 48.1 所示为频率分析所对应的各类型的后果。

表 48.1　设施失效的后果

类型	各类所对应的后果
灾难性	（1）丧失设施完整性，导致严重影响生产 （2）系统破损，导致停工持续一年以上时间
危险性	（1）丧失设施完整性，需大量维修 （2）系统破损，导致停工六个月至一年时间
严重性	（1）设施中等程度破损，需少量维修 （2）系统无法运行，导致停工 2~6 个月
非严重	（1）非严重破损，需快速维修 （2）会导致停工少于 2 个月时间的任何破损或故障

每一事件的频率均可根据相关数据库或采用可靠性方法予以确定。有关个体事件或后果的频率的定义则取决于所涉及系统本身。风险矩阵的典型格式如表 48.2 所示。

表 48.2 典型的风险矩阵格式

频率	风险矩阵			
高	M	H	H	H
中	L	M	H	H
低	L	L	M	H
微弱	L	L	L	M
后果	非严重	严重性	危险性	灾难性

H: 高风险　　M: 中等风险　　L: 低风险

在高频率区域，之前已至少发生过一次事故，预计系统还会再次发生事故。这一类型事故的典型频率范围：频率 $>10^{-1}$。

对于中等频率区域，在系统的生命周期内可能会发生一次事故。发生事故的典型频率范围：$10^{-2}<$ 频率 $<10^{-1}$。

在低频率区域，考虑不可能发生事故。但类似事故曾在全球范围的行业内发生过一到二次。此类事故类型的频率范围：$10^{-4}<$ 频率 $<10^{-2}$。

对于微弱频率域区，相信并预计事故不会发生在系统的生命周期内，其频率范围 $<10^{-4}$。

定性方法一般用于子系统或成组设备的高水平筛选并区分其等级。建议将此方法应用于定量方法的信息相对不足或风险水平相对较低的情形。在为待检查部件或细部排定优先顺序的过程中，先将定性方法用于高水平的优先排序中，然后将定量方法用于高优先等级部件或细部，以期展开更为详细的分析。

2. 定量方法

应把定量方法用于检查高风险的情形，例如高优先等级部件或细部的风险分析。其在所有已量化事项上与定性方法并重，例如为后果和概率给定数量。后果应以美元数值表示，使得检查的优先等级和频率均可量化确定。

3. 后果分析

应当为所考虑的 FPSO 设立一个评级系统。采用定量方法时，应设立涵盖所有量化事项的评级系统。此类评级系统的设立高度依赖于以往的经验以及来自行业与政府机构的输入信息。开发此类系统所需的最佳信息来源可以是用于这一目的的数据库。许多任务应当在取得此类可用数据库之前即行完成。

后果应量化为美元数值，并考虑到优先顺序和基于风险检查的规划情况。这种分析法是一种最具成本效益的方法，其可直接应用于检查规划阶段。

4. 失效概率分析

被称为后果分析法的类似技术可应用于对单个部件的失效概率进行分析。因此，评价系统应根据以往的经验进行定义，并考虑到原始结构设计、可靠性、运行计划、船东或运营人的维护计划。

源自于数据库的以往经验可应用于分析失效概率，可靠且利于成功。尽管使用 FPSO 的历史相对较短，但已积累了一些 FPSO 数据。因检查中的规划错误而导致的破损信息，相信非常罕见。因此，也有可能使用可靠性分析来作为替代方法。

源自船东或营运人以及其他来源的运营经验和输入信息应予相互融合，以期获取与频率分析相关的信息。因船东检查活动及执行船东安全保障计划而获取的第一手经验和信息均应纳入其中。据此，将船东或营运人的检查计划与主管机构的检查计划实现融合，显得至关重要。

5. 检查频率确定法

将检查疲劳裂纹的方法作为实例来充当确定检查频率的方法。下述两种有效的方法均被应用于定义检查计划：目标可靠性法和基于断裂力学的方法。

在使用目标可靠性法时，系统的可靠性水平可基于借助断裂力学法获取的最新的检验和分析信息予以更新。年度失效概率一旦超过自最近一次检验起一年内的目标值，则要求再次进行检验。这一方法的图示结果如图 48.3 所示。目标年度失效概率可由如图 48.4 所示的最佳方法予以确定。一般而言，这一方法是为了求得适用于目标年度失效概率的最佳成本效益数值。

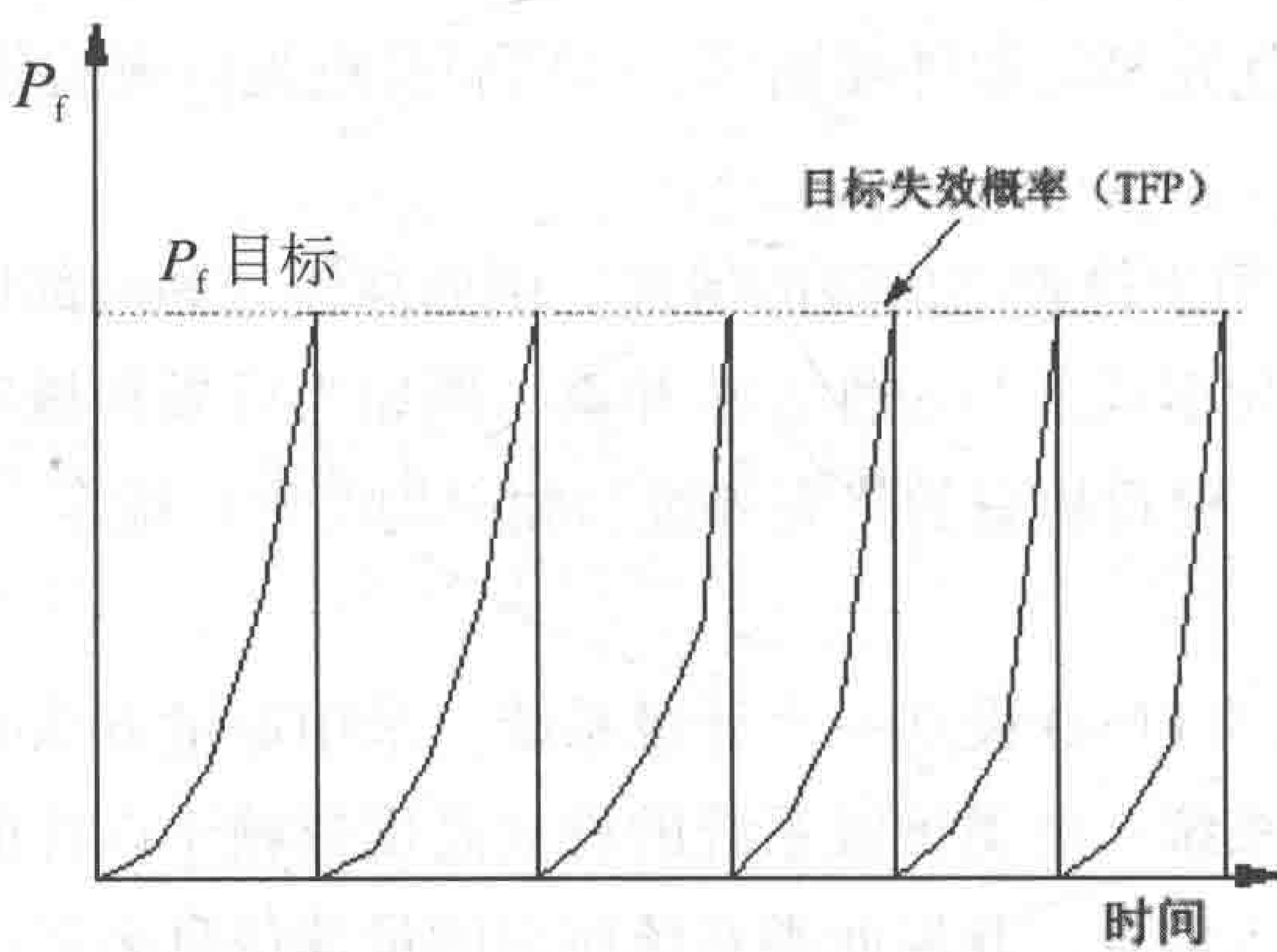


图 48.3　使用目标可靠性法进行检验规划

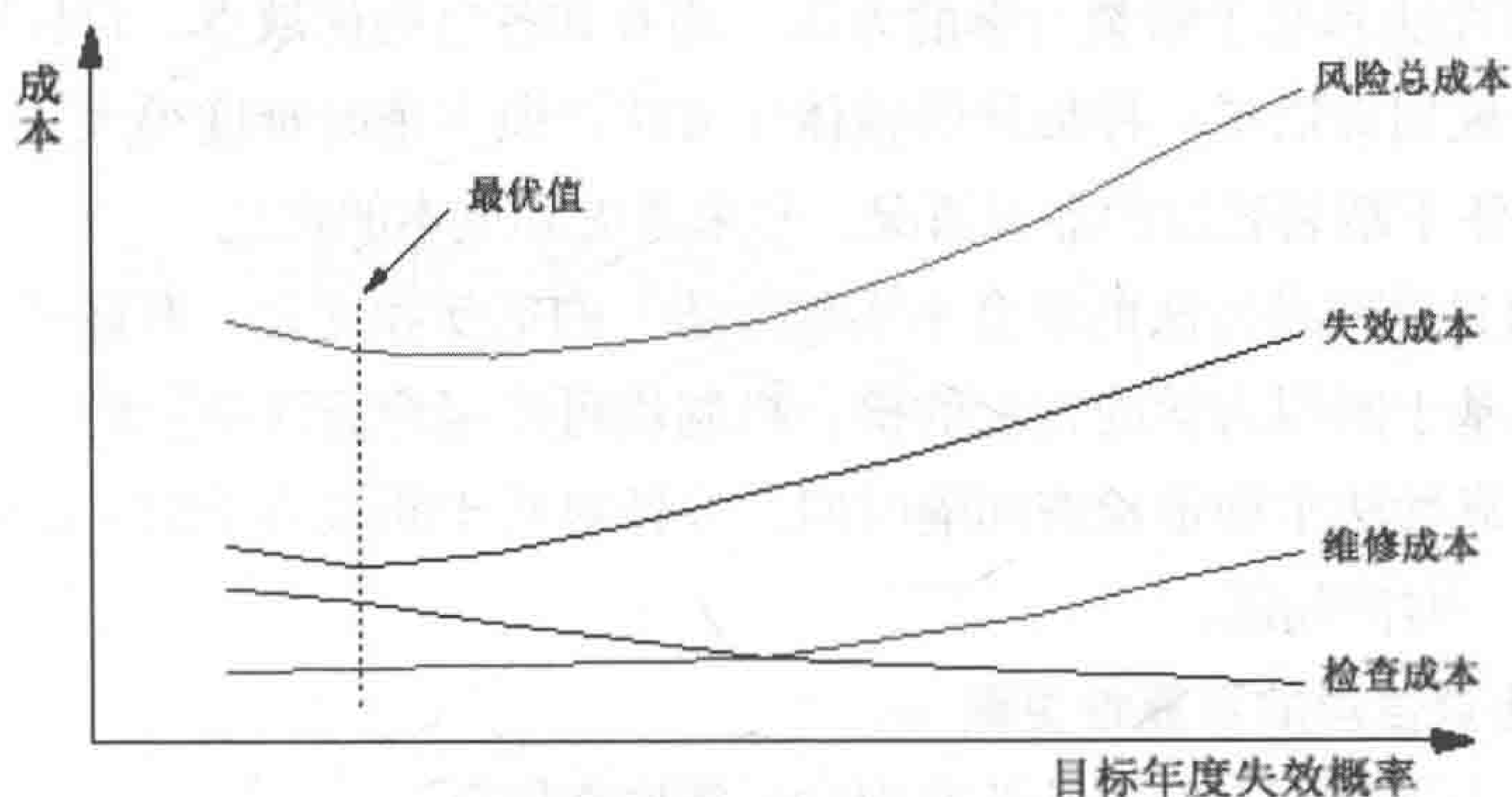


图 48.4 规划检查频率的最佳方法

基于断裂力学的方法系以裂纹增长分析和相关数据为依据。图 48.5 所示为典型的裂纹曲线。采用现有技术，可在最低可检测水平上检测出裂纹，如图 48.5 的 *C* 所示。在裂纹达到如图 48.5 的 *D* 所示的临界水平之前应采取维修措施。与这两种裂纹水平相对应的时间值分别如图 48.5 的 *A* 和 *B* 所示。因此，在 *A* 与 *B* 的时间间隔内至少应检查一次。这构成了确定检查频率的基础，诸如检查间隔时间不应超过 *A* 与 *B* 之间的间隔时间。换言之，*A* 与 *B* 之间的间隔时间为检查的间隔时间设定了上限。

裂纹增长曲线也可应用于重点检查事项的优先顺序排列，诸如有助于回答应检查何处和检查什么之类的问题。除疲劳裂纹外，包括板和其他构件在内的钢材也会发生腐蚀。系泊缆、绞车和导缆器的磨损情况应予同等关注。腐蚀和磨损曲线的确定，构成了检查规划的基础。

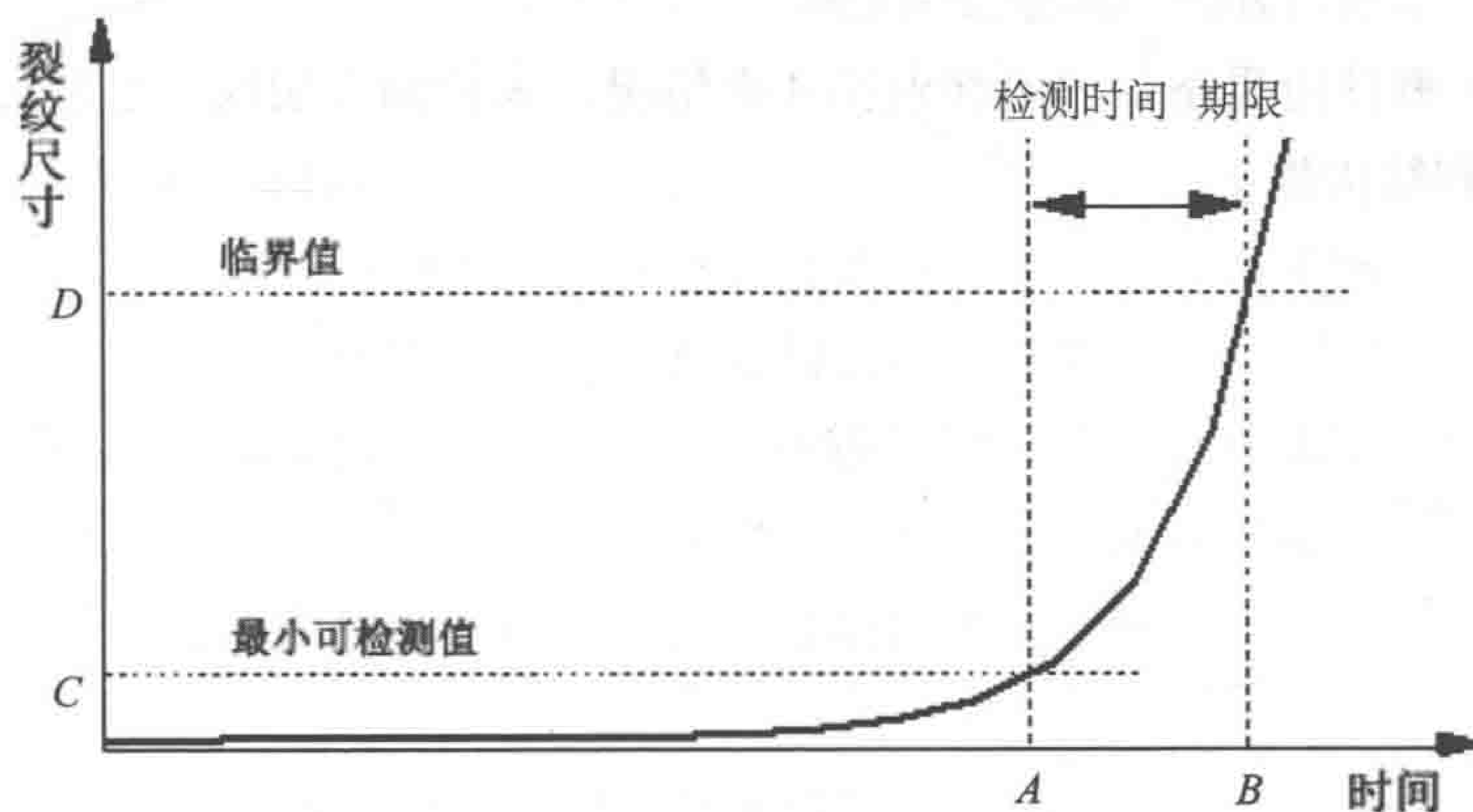


图 48.5 检查频率规划的断裂力学法

目标可靠性法和基于断裂力学的方法，均有其各自的优缺点。目标可靠性法为检查频率的规划提供了一种最佳的整体性方法，但实施时难度很大。基于断裂力学的方法关注于断裂裂纹的细节情况，却未考虑到成本的优化。

可考虑通过这两种方法的组合来实现方法上的更新和优化。目标可靠性法的规划工具以及基于断裂力学的方法的检查机制均可在组合方法中使用。换言之，可采用目标可靠性法来确定检查间隔时间，并针对基于断裂力学的方法所发现的情况来核实这一时间间隔。

6. 基于检查信息的可靠性更新

可采用经由下式定义的贝叶斯定理来更新检查信息：

$$p\left(A,B\right)=p\left(B\mid A\right)p\left(A\right) \tag{48.1}$$

式中：

$p(A,B)$ 为事件 A 和 B 的共现概率，$p(B|A)$ 为给定条件 A 时 B 的条件概率，$p(A)$ 为事件 A 的边际概率。

为改进事件 A 的概率估算值，现已获得的数据 D 可与事件 A 的信息一起使用。

$$p\left(A\mid D\right)=\frac{p\left(D\mid A\right)p\left(A\right)}{p\left(D\right)} \tag{48.2}$$

应该更新有关待检查部件 / 结构细部的所有信息。更新相关疲劳破损的方法和事项举例如下：

（1）以检查事件实施更新。

（2）以裂纹萌生、扩展、检测等变量实施更新。

（3）以回归分析和调整实施更新。

（4）事件边界条件的更新包括 4 个情况：未检测到裂纹、已检测到裂纹、维修事件和结构修正。

48.4 基于风险的检验 Risk Based Survey

48.4.1 常用检验方法 Current Practice of Surveys

常用检验方法一般以 3 种方式进行，即年度检验、中期检验和特别检验，其间隔时间分别为 1 年、2~3 年和 5 年。常用检验方法均以强制性方法为依据。各种不同检验方法均有两个主要阶段构成：

（1）新建船舶施工期间或油船改建期间的检验。这一阶段的检验也包括安装和连接期间的检验工作。

（2）保持船舶船级的检验。

1. FPSO 检验（施工和安装检验）

FPSO 的检验是为了确保设计中所定义的各项要求均在 FPSO 中得到妥善满足。这也包括船舶安装和连接期间的检验以及对系泊、立管和出油管系统的检验，其均为确保符合相关标准并满足要求。这一检验阶段通常被视为验证计划的一部分，其涵盖了设计、制造和安装等环节。尽管检验工作并不被视为保持船级检验的一部分，但其一般都成为检验师或主管机构的重要信息来源，如有关安装和设备的初始信息。

2. 保持船级的检验

详细要求和程序均可参见相关文件，在此仅引用一些非常重要的检验内容。年度检验系在距离前一次特别定期检验或初始建造日期一周年的前后的三个月内进行。年度检验仅涵盖目视可见的部件。中期检验系为第二次或第三次检验时进行或介于两者之间进行。特别检验系在建造之日之后的或在对前一次特别检验进行评级之日后的五年内进行。检验工作可在第四次年度检验时开始，并第五个届满之日时完成。

特别检验适用于需要更多技术工作的情形。航运业的船舶则被要求每隔五年一次进入干船坞进行特别检验。对于 FPSO，尚没有相关要求出现，因为成本过

高而无法实现。其难点主要在于生产成本过高以及 FPSO 目前的特别之处所致。

48.4.2 常用检验方法的主要缺点 The Main Drawbacks of the Current Survey Practice

检验工作的常见特征其简要描述如下：

（1）每一类型的检验均有固定的间隔时间，年度检验、中期检验和特别检验分别为 1 年、2~3 年和 5 年。

（2）检验范围可参见《钢质船舶规范》，其中规定了每一种检验工作的内容。

（3）对相关部件的关注度明显依赖于检验师的个人从业经验。这就是典型的经验式方法。

（4）在所有主要的离岸设施中，很少见到将船级社检验与船东安全管理计划相结合进行实施的情况。

决定检验的时间间隔或范围通常都基于对相关船舶所积累的经验或比较随意，因为没有严格的工程分析。所以，这种方法有其不足之处。若 FPSO 设计优良且在良好条件下运行，执行检验的固定间隔时间会比较短，并且进行了不必要的检验。另一方面，若检验的时间间隔过长，可能在下一次检验之前就会发生失效。

检验范围不能太大，这会导致对不会发生失效的区域进行不必要的检验。检验的范围过大还会导致对一些重要区域的检验力度不够，并因此在下一次检验之前使该区域发生失效。

显而易见，一些重要部件的检验间隔时间过长、检验力度不够，其风险会加大。另一方面，检验的间隔时间过短也会使 FPSO 船东或营运人产生不必要的成本支出。例如，假定中型 FPSO 的生产率为 10 万 bpd，油价为每桶 80~100 美元，那么停产一天的损失就高达 800~1 000 万美元。在考虑到 20 年运营生命周期的情况下，可通过改进检验策略来节省大量的检验成本。

48.4.3 对保持船级进行基于风险的检验 Risk Based Survey for Maintenance of Class

检验的规划和实施也被纳入到基于风险的检验中。检验的主要工作参见前述讨论。显而易见的是，船级社和 FPSO 运营人均实施检验工作，但他们的关注点

各有不同。船级社检验主要集中于核查 FPSO 是否满足船级要求，而营运人的检验则主要关注于安全管理计划能否确保安全性和生产率。

1. 检验过程及其与船东检查计划的结合

已有越来越多的 FPSO 船东和 / 或营运人为其离岸结构物采用基于风险检验的方法。将营运人实施的检查计划与船级社实施的检验计划相结合，已成为提升系统有效性计划中必不可少的一部分。另外，计划的完美实施还有待更多的付出和努力。图 48.6 为船级社实施的主要检验计划和营运人实施的检查计划的顺序。这两种计划之间的关键点在于其可被视为船级社检验计划和船东 / 营运人检查计划实现结合的一种类型。

2. 基于风险检验的程序

基于风险的检验由下述主要步骤构成：

（1）审核船东 / 营运人的检查与维护计划，包括：

①运营阶段内的重要因素和执行标准；

②船东 / 营运人的检查与维护计划的实施过程；

③检查进度和范围；

④检查、衡量、测试和记录的方法；

⑤应用于检查和相关分析的软件；

⑥船东 / 营运人对 FPSO 进行检查、维护、维修和改造的记录。

（2）审核船东 / 营运人的运行程序与管理计划，其包括：

①运行管理计划；

②运行程序；

③运行手册。

（3）基于上述审核工作的信息而制定 ABS 检验计划。在制定检验计划的过程中需考虑下列因素：

①核查船东 / 营运人的检查计划是否已识别出重要的因素；

②检查由船东 / 营运人编制的执行标准，以确认有关 FPSO 安全性和完整性的最低标准是否得到满足；

③调整重要因素清单及其执行标准，以纳入 ABS 认为必须考虑到的事项；

④使用经由 ABS 开发的可靠技术；

⑤借助于如图 48.6 所示的交互程序，将 ABS 检验计划和船东 / 营运人的计划相结合。

（4）实施检验。

（5）分析和记录检验结果。

（6）为船东 / 营运人给出检验结果报告并提出必要的维护建议。

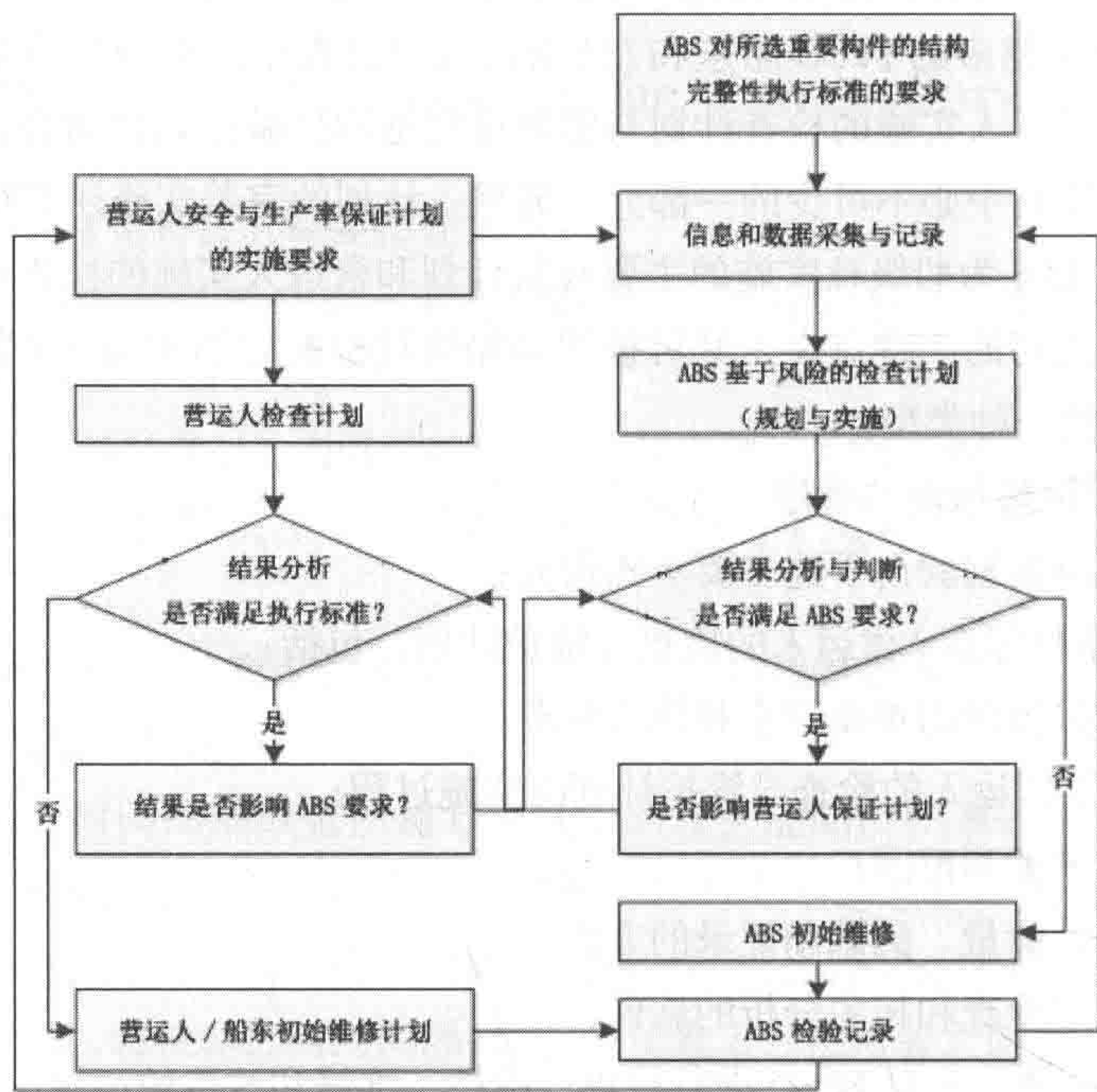


图 48.6　ABS 检验计划与营运人检查计划的结合

注：右侧一列表示 ABS 检验计划的关键程序。左侧一列表示营运人的检查计划

3. 船东 / 营运人的责任

在对主管机构检验计划和船东 / 营运人检查计划实现结合的初始阶段，上述领域内的所有事项均应提交至主管机构进行核准和审批。因其重要性，须尽早完成包含下述问题的文件并提交至主管机构进行核准和审批。

①船东 / 营运人所建议的维护和检查计划，包括相关活动的频率和范围等详细内容。

②基于风险的方法中所使用的基础性内容和方法。

③为确立、更新和调整维护与检查计划而使用技术的方式。

④运营阶段内的重要因素和执行标准。

⑤检查、衡量、测试和记录的方法。

⑥应用于检查和相关分析的软件。

⑦每一次检查、维修和维护以及改造 FPSO 的结果记录。

⑧运行手册。

在船东 / 营运人的检查计划中，应在运行阶段内满足上述所给出的要求。识别出重要因素，并结合运行阶段的主要特征来制定其执行标准。

风险评估具有地点特殊性的特征。对于 FPSO 和边际油田来说，可能需要从一个地点转移至另一地点。在转移了 FPSO 之后，应由船东 / 营运人审核风险评估，并提交至主管机构进行审批。

有关上述所列事项的信息应在每一次检查之后予以更新，并提交至主管机构进行核准和备案。

4. 主管机构的责任

由主管机构实施下述集成式检验 / 检查计划：

①审核并说明 / 审批上述基于风险检验方法中所列的提交材料。

②制定检验计划和详细的检验程序。

③将主管机构检验计划与船东 / 营运人的检查计划相结合，在工作上与船东 / 营运人实现密切配合。

④制定检验计划的实施计划和程序。

⑤向船东 / 营运人提出对 FPSO 采取必要维护措施的建议。

⑥生成已入级 FPSO 的状态报告。

48.5　参考文献
References

[1] American Bureau of Shipping (2000), “Rules for Building and Classing Steel Vessels, 2000”, Part 7(Operations and Maintenance).

[2] American Bureau of Shipping (2000), “Guide for Building and Classing Floating Production Installation”.

[3] API Recommended Practice 2FPX (2000), “Design Guide for Floating Production Systems”.

[4] API Recommended Practice 580 (1999), “Risk Based Inspection”.

[5] Bai Y., Xu T. and Bea R. (1997), “reliability-based Design & Requalification

Criteria for Longitudinally Corroded Pipelines" , ISOPE' 97.

[6] Ma K., Orisamolu I. R., Bea R. and Huang R.T. (1997), "Towards Optimal Inspection Strategies for Fatigue and Corrosion Damage" , SNAME Annual Meeting, Technical Session, Ottawa, Canada.

[7] Oil Companies International Marine Forum (XXX), "Guidelines for the Inspection and Maintenance of Double Hull Tanker Structures" .

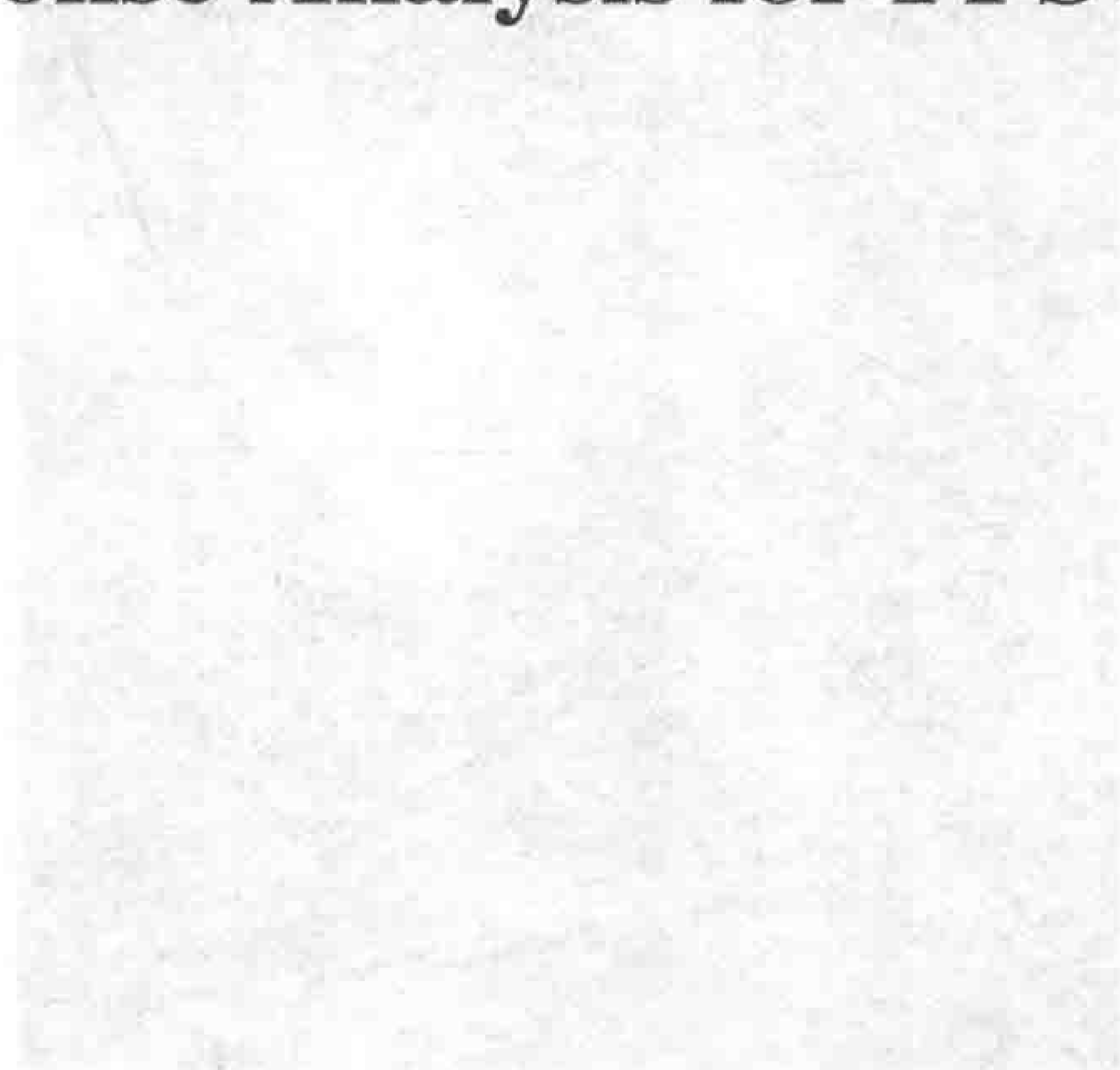
[8] Spouge J. (1999), "A Guide to Quantitative Risk Assessment for Offshore Installations" , CMPT Publication 99/100.

[9] Vinnem J. E. (1999), "Offshore Risk Assessment" , Kluwer Academic Publishers.

第 49 章　FPSO 爆炸和火灾响应分析

Explosion and Fire Response Analysis for FPSO





49.1 概述 General

碳氢化合物爆炸与火灾已被视为离岸设施中主要的潜在危险。极端的爆炸反应和热量将对安全性、资产和周边环境产生恶劣影响。近几十年来，离岸设施中已发生了许多爆炸与火灾事故，如派普－阿尔法(Piper Alpha)事故(见图49.1)(1988年7月发生在派普－阿尔法离岸平台上，导致167人死亡并造成数十亿美元的财产损失)以及“深水地平线”号事故(见图49.2)，后者发生于2010年4月20日，致使11名工人死亡，是美国最大的溢油事故。



图49.1　派普－阿尔法事故



图49.2　“深水地平线”事故

在发生派普－阿尔法事故之前，人们仅通过经验积累和统计分析对火灾和爆炸进行研究。专家们主要关注于灭火程序的缺失以及如何进行改进的建议性措施。随着现代定量分析法的发展，人们正运用现代计算机技术展开越来越多的研究。现在，离岸设施中爆炸和火灾的预测与控制已得到许许多多的关注。基于风险的方法有别于传统的描述性方法，已开始在离岸设施中广泛应用。

49.2　事故原因分析
Accident Causation Analysis

分析事故的原因是风险管理的一个重要组成部分。一般而言，通过对系统的检查和分析，将会找到存在于系统内的事故风险并发现和识别出风险特征。

根据危险能源的特征，第一危险源被定义为危险物质，其在发生事故时会在系统中释放出来；第二危险源系指各类非安全因素，其会使保持能源稳定的措施消耗殆尽，如加载和卸载、货物存储、热加工。第一类危险源是指会导致事故发生并决定事故后果严重性的能源。第二类危险源是指决定是否会发生事故并影响事故可能性的必要条件。

离岸石油平台发生事故的原因如图 49.3 所示。根据这一理论，火灾和爆炸事故的主要原因如图 49.4 所示。事实上，发生火灾事故的多数原因都与人为因素有着过多的联系。国际海事组织(IMO)发现，几乎有 80% 的海洋事故系人为错误所致。其结果进一步表明，人类行为是影响到整个系统安全的一个重要因素。



图 49.3　海洋事故的起因分析

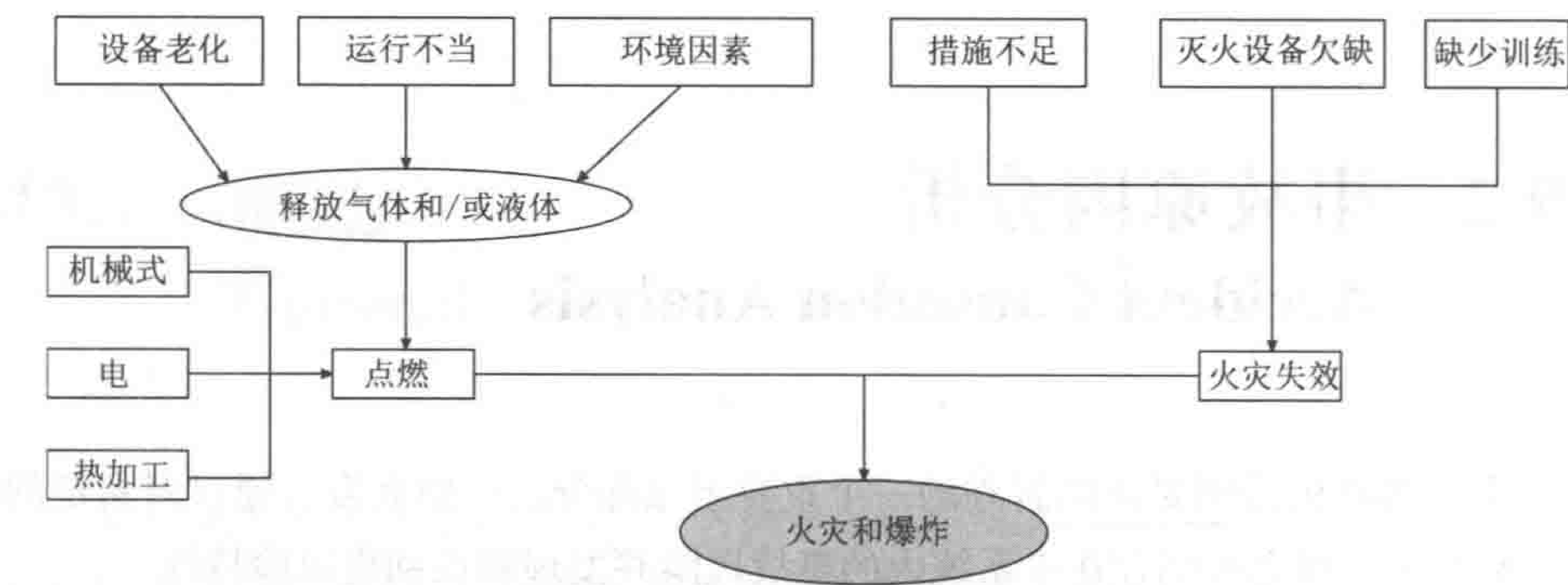


图 49.4　火灾和爆炸的主要起因分析

综合安全评估（FSA）是一种集成式系统分析法，旨在使说明、设计、运营、检查等所有方面均为有效，并全面而合理地改进海上安全，包括人命与健康、海洋环境和财产的保护。这一方法的概述如下：

第一阶段：识别危险源——旨在对系统进行评价，以识别出所有可能的危险源，找出各种可能事故的原因和后果，然后编制危险程度列表，用于进一步分析主要风险并提出相应的控制计划；

第二阶段：风险评估和管理——本阶段的相关程序均用于评价各种危险源的风险，以发现风险分布情况和整体风险水平，专注于高风险区域和影响风险水平的主要因素，把风险控制在可接受水平内；

第三阶段：风险抑制项目——基于危险识别和风险管理而采取有效措施以降低风险；

第四阶段：成本和效益评价——计算每一项风险控制措施的成本和降低风险程度的效益；

第五阶段：建议和决策——选择最佳的风险控制措施。

49.3 第一阶段：识别危险源 Phase I Identification of Dangerous Sources

49.3.1 识别危险源的方法 The Approches of Indentifying Dangerous Sources

有多种方法可用于识别危险源。例如，专家调查法（EIM）、初步危险分析法（PHA）、故障树分析法（FTA）、事件树分析法（ETA）、失效模式与影响分析法（FMFA）和危险与可操作性法（HAZOP）。

1. 专家调查法（EIM）

调查的主要任务是发现各种潜在危险并衡量其后果。在海洋结构工程中，许多危险源都难以在短时间内采用统计法和因果推理法进行确定。例如，可应用于浮式生产储卸装置（FPSO）上的火灾和爆炸事故的统计数据相对较少。显而易见，人们正普遍采用 EIM 法来识别危险源。两种最常用的方法是头脑风暴法和德尔菲法。

1）头脑风暴法

头脑风暴法也可称为发挥想象力法，其包括两个步骤：

第一步：由组织者审核想象力标准和会议目的，然后由团队成员充分表述其意见并提出一系列想法；

第二步：然后对各种想法进行全面分析。注意，既不可轻视，也不可盲目接受。

该方法可应用于选择风险识别和控制的措施。

2）德尔菲法

德尔菲法是一种典型的风险识别法，系由知名的美国咨询公司即兰德公司提出。该方法已被广泛应用于决策过程中。

2. 初步危险分析（PHA）

PHA 法是一种定性分析法，用于评价系统的内部风险因素和风险程度。该法可成为故障树分析法的前一步骤。

3. 故障树分析（FTA）

故障树分析法（FTA）是风险与安全系统工程中最重要的分析法之一。这是一种纵向分析法，即从顶事件到基本事件的图形推理法。可用作定性评价，并计算出系统失效概率的范围。为此应指定一顶事件。该顶事件就是不期望其发生的事故。这一阶段的核心是构建故障树。

4. 事件树分析（ETA）

事件数分析法（ETA）是一种归纳法。与 FTA 法相反，ETA 法从基本事件开始，可粗略计算出未预计事件的概率，最后发现顶事件。事件树分析法通常可与故障树分析法组合使用，旨在协同完成分析任务。

5. 失效模式与影响分析（FMEA）

对每一个因素展开调查，旨在检测出子系统或部件中各种不同的潜在失效模式。然后采取预防措施。

49.3.2 故障树的结构函数 The Structure Function of Fault Tree

1. 基本概念

假设 FTA 法由 n 个不同的独立事件组成，二元随机变量 X_i 则等于第 i 个底事件 e_i 的状态，被定义为

$$X_i=\begin{cases}1, & e_i\text{发生}\\0, & e_i\text{不发生}\end{cases}\qquad i=1,2,\cdots,\ n \tag{49.1}$$

二元随机变量 ϕ 用于描述顶事件 T 的状态：

$$\phi=\begin{cases}1, & T\text{发生}\\0, & T\text{不发生}\end{cases} \tag{49.2}$$

顶事件的状态变量完全由底事件状态变量值确定，因为顶事件状态完全由基本事件的状态确定。定义 ϕ 为 $X=(x_1, x_2, \cdots, x_n)$ 的函数，假设其公式如下：

$$\phi=\phi(x) \tag{49.3}$$

$\phi(x)$ 被称为故障树的结构函数。

2. 关联函数

（1）底事件的关联——若 x_i 满足等式

$$\phi(1_i, x) \neq \phi(0_i, x) \tag{49.4}$$

则可表明底事件 e_i 对结构函数产生作用。

（2）关联函数——若结构函数 $\phi(x)$ 满足下述要求，则将 $\phi(x)$ 称为关联函数：

①每一个变量值 x_i (i=1,2,⋯，n) 均对结构函数产生作用。

② $\phi(x)$ 在 x_i (i=1,2,⋯，n) 时发生关联，呈非递减关系。

在逻辑运算中，通过门实现组合的故障树的结构函数始终与②相符。结构函数若与要求①相符，则被称为关联函数。

相关结构函数具有下述特点：

（a）$\phi(0)=0$;

（b）$\phi(1)=1$;

（c）给定状态向量 X 和 Y，若 $X \geqslant Y$，即 $x_i \geqslant y_i$，则 $\phi(x) \geqslant \phi(y)$；

（d）假设 $\phi(x)$ 为包含 n 个独立事件的结构函数，则其表达式如下：

$$\bigcap_{i=1}^{n} x_i \leqslant \phi(x) \leqslant \bigcup_{i=1}^{n} x_i \tag{49.5}$$

（3）表明涉及系统状态的故障树系介于由相同单元构成的串联体系与并联体系中的同类单元之间。

将表达式转换如下：

$$\phi(x) = x_i \phi(1_i, x) + (1 - x_i)\phi(0_i, x) \tag{49.6}$$

根据由 n 个独立事件构成的故障树，其结构函数可扩展 n 次。因此，得出表达式的下述基本形式：

$$\phi(x) = \sum Y \prod_{i=1}^{n} x_i^{y_i} (1 - x_i)^{1-y_i} \phi(y) \tag{49.7}$$

式中：

x_i 等于 1 或 0，$\sum Y$ 表示状态向量值 Y 之和。

图 49.5 为故障树实例，用于说明表达式（49.5），其包含 5 个底事件，$Y = (y_1, y_2, y_3, y_4, y_5)$ 。

故障树的所有 $32(2^5)$ 个可能状态如图 49.5 所示，计算出 $\phi(y)$ 时即可得出 $\phi(x)$ 。根据式（49.7），得出下式：

$$\begin{aligned}\varphi(x) = &(1 - x_1)(1 - x_2)x_3x_4(1 - x_5) + (1 - x_1)(1 - x_2)x_3x_4x_5 + \\ &(1 - x_1)x_2(1 - x_3)x_4x_5 + \cdots + x_1x_2x_3x_4(1 - x_5) + x_1x_2x_3x_4x_5\end{aligned} \tag{49.8}$$

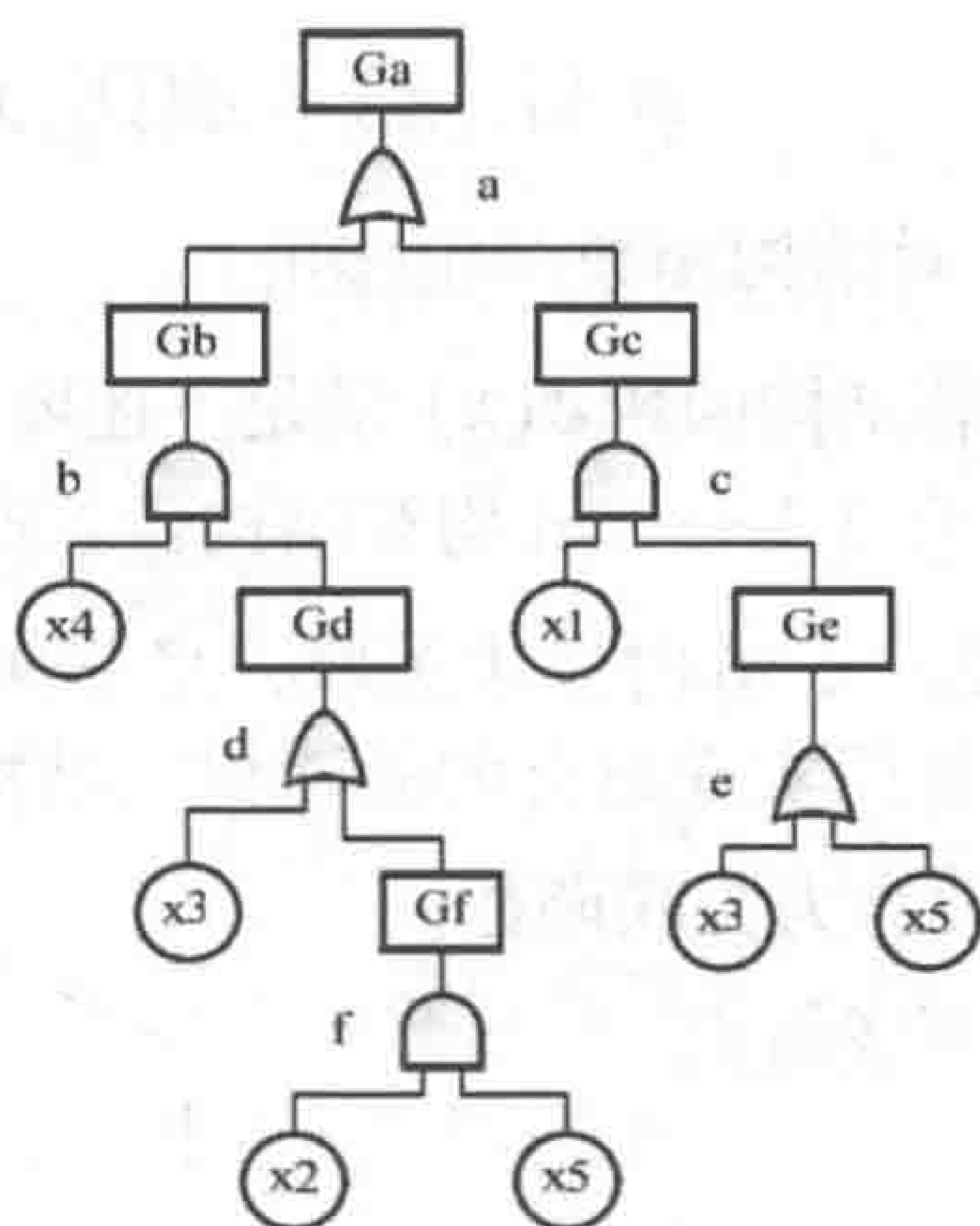


图 49.5　故障树的典型实例

49.4　第二阶段：风险评估和管理 Phase II Risk Assessment and Management

火灾和爆炸会对离岸油气设施造成持续性威胁。主要的火灾和爆炸事件均与从面板、阀门、设备密封、喷嘴等处泄漏的碳氢化合物有关。碳氢化合物气体泄漏引起燃烧，导致产生火灾和爆炸。图 49.6 为采用事件树分析法计算泄漏频率的实例。上述所指方法通常不能恰当地识别气体泄漏的频率和点燃概率。因此，要求基于仿真结果来采用改进型方法进行计算。EFEE JIP 已开发出更为合理的方法来计算火灾和爆炸的频率。

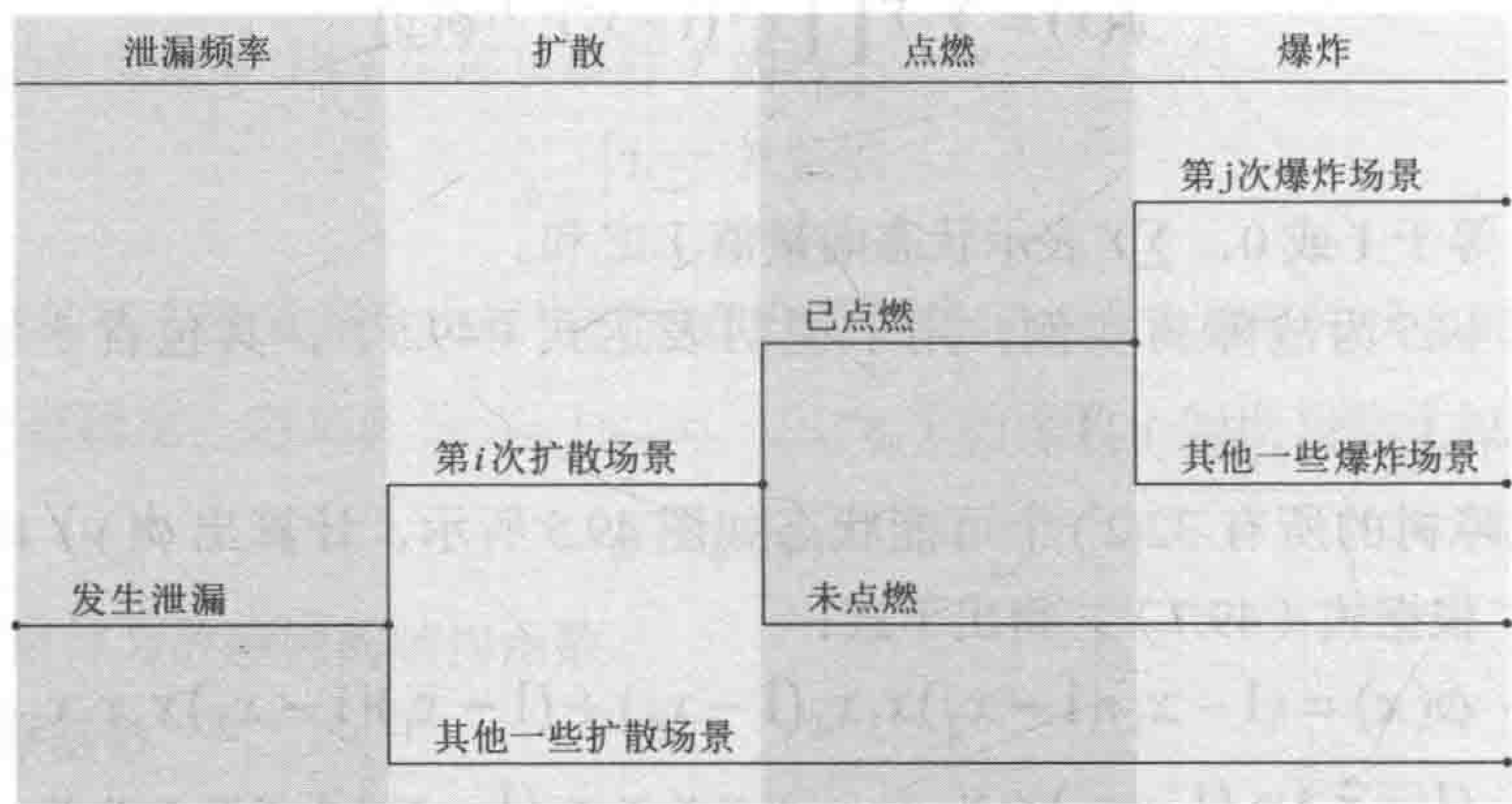


图 49.6　泄漏事件中爆炸事件树分析

Jeom Kee Paik 是目前正在进行的第 27 届联合工业项目“浮式生产储卸装置（FPSO）爆炸和火灾工程”（EFEE JIP）的项目主持人。EFEE JIP 旨在为离岸设施中碳氢化合物的爆炸和火灾风险的定量评估和管理开发出最新技术。

与火灾和气体爆炸相关联的定量风险评估和管理架构，对如何识别出相关事故的频率和后果提出了要求。

49.4.1　火灾风险评估和管理的程序 Procedure for Fire Risk Assessment and Management

图 49.7 为离岸设施火灾风险评估和管理的 EFEE JIP 程序。

风险被定义为频率和后果之积。因此，其主要目的是精确计算风险评估和管理框架内特定事件的频率和后果。

为估算结构物的风险水平，需尽力识别出危险源以及火灾的过程影响。每一个火灾场景均可通过计算流体力学（CFD）进行模拟。由此基于温度和热量的时间和空间分布来确立并说明火灾载荷曲线。所使用的 CFD 建模技术对此类 CFD 模拟的精度至关重要。在此，通过取样技术采用 8 个随机变量来表示火灾场景：

（1）风向（X_1）。

（2）风速（X_2）。

（3）泄漏率（X_3）。

（4）泄漏持续时间（X_4）。

（5）泄漏方向（X_5）。

（6）x 方向上的泄露位置（X_6）。

（7）y 方向上的泄露位置（X_7）。

（8）z 方向上的泄露位置（X_8）。

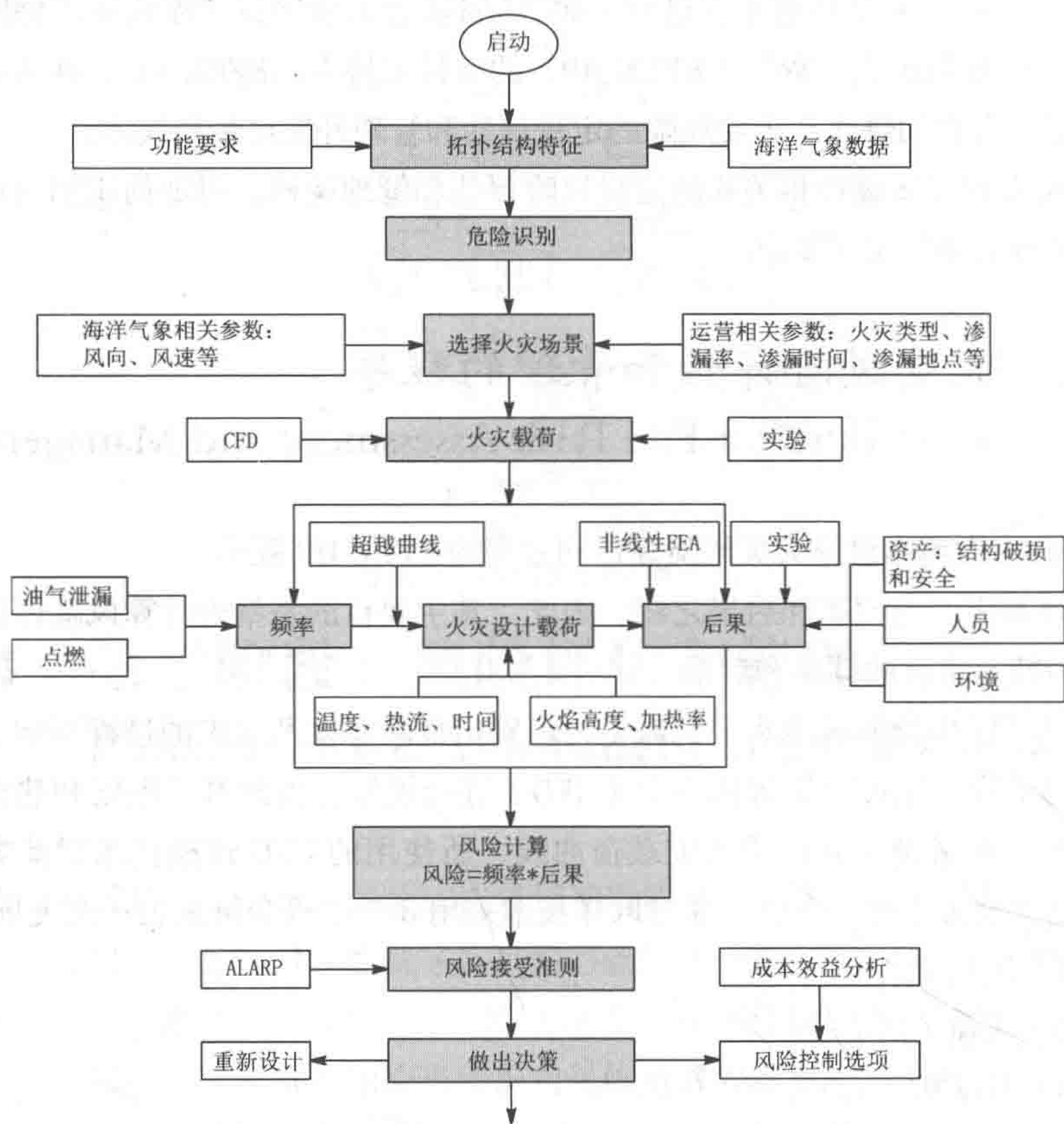


图 49.7　离岸设施火灾风险评估和管理的 EFEE JIP 程序

设计火灾载荷时可由以时间、温度和热量表示的火灾载荷曲线来确定，并导入有限元分析软件如 ANSYS 和 ABAQUS，以实现非线性结构响应分析。钢的耐火性是影响火灾中结构完整性的主要因素。基于 Eurodoce 定义（Franssen 和 Real 2010）的非连续分段图如图 49.8 所示。当温度为 400℃时，钢的力学性能明显下降。另一方面，火灾所产生的热量进入钢体内部，而钢材与其他材料相比具有良好的导热性。因此，火灾会导致钢结构坍塌。

火灾的频率是事故、泄漏和点燃的可能性组合。泄漏和点燃的频率可由事件树分析法（ETA）得出。由此最后计算出风险。若计算得出的风险水平高于可接受风险水平，则须对系统重新进行设计，或者须采取其他的控制措施如防火墙、被动防火装置或雨淋 / 喷淋系统。定义可接受风险水平的依据一般为破损超过主

要安全功能的概率或事故升级的概率。

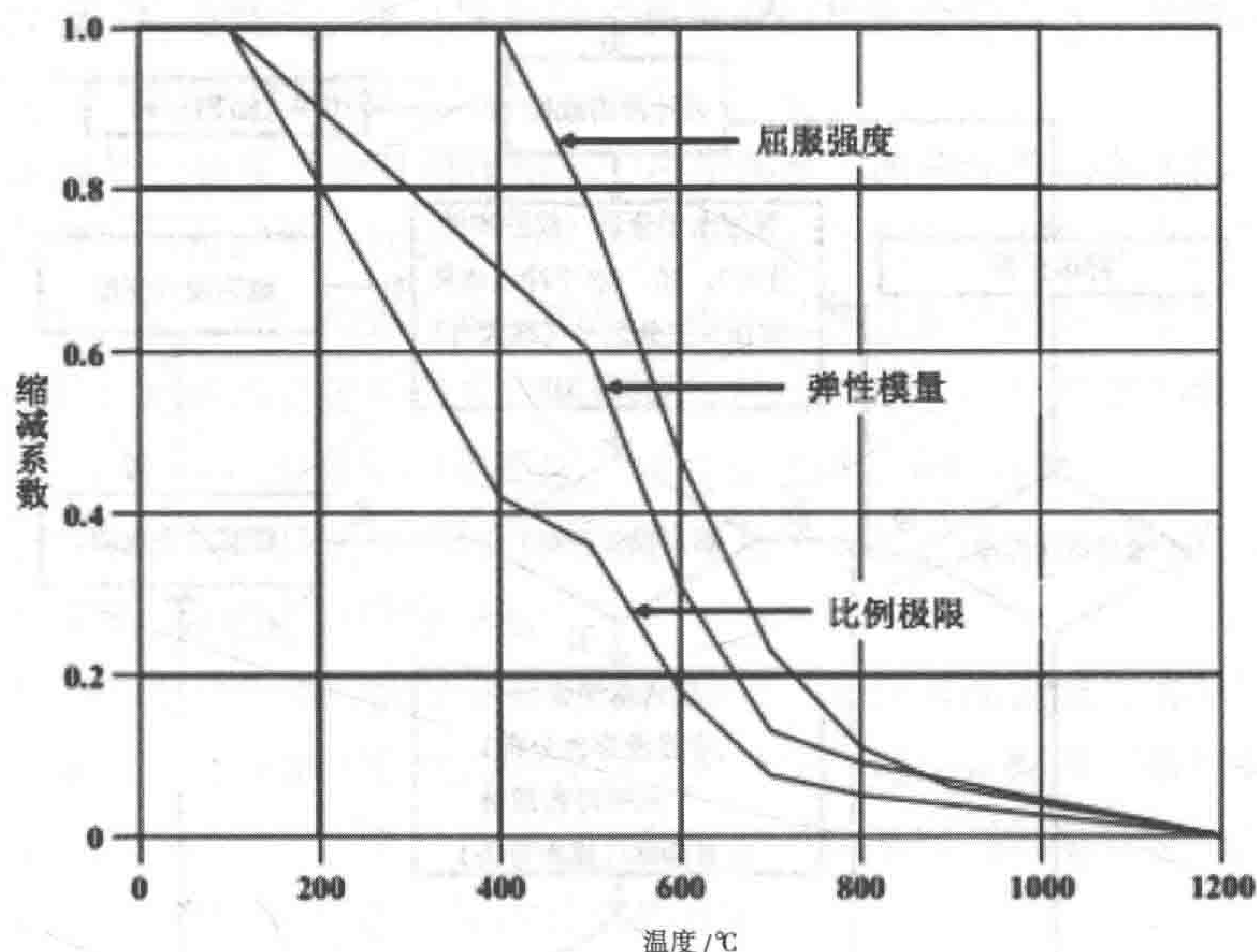


图 49.8　根据 Eurocode 定义绘图：钢力学性能随温度的变化情况

49.4.2　爆炸风险评估和管理的程序
Procedure for Explosion Risk Assessment and Management

一般而言，响应评估法包括三个主要的分析层次：筛选检查、强度水平分析（SLA）和延性水平分析（DLA）。筛选检查法用于检查整个结构的安全性和可靠性。在早期作为线弹性分析的详细工程分析阶段，SLA 法被用于估算多数上部结构部件的失效情况。对于 FPSO/FLNG 离岸设施的大多数上部模块而言，船东要求采用 DLA 法的情况增加了，而不是采用 SLA 法。图 49.9 为广泛应用基于 API RP 2FB 标准的离岸工业的实践性方法。

Taehoon Kim 等根据离岸工业计算法提出了受冲击载荷作用下的上部模块 DLA 法。

爆炸产生压力波，能源释放在瞬间发生，从而形成具有峰值压力的冲击波面。随后，过压急剧下降，达到负值。典型的压力 – 时间简化曲线如图 49.10 所示。

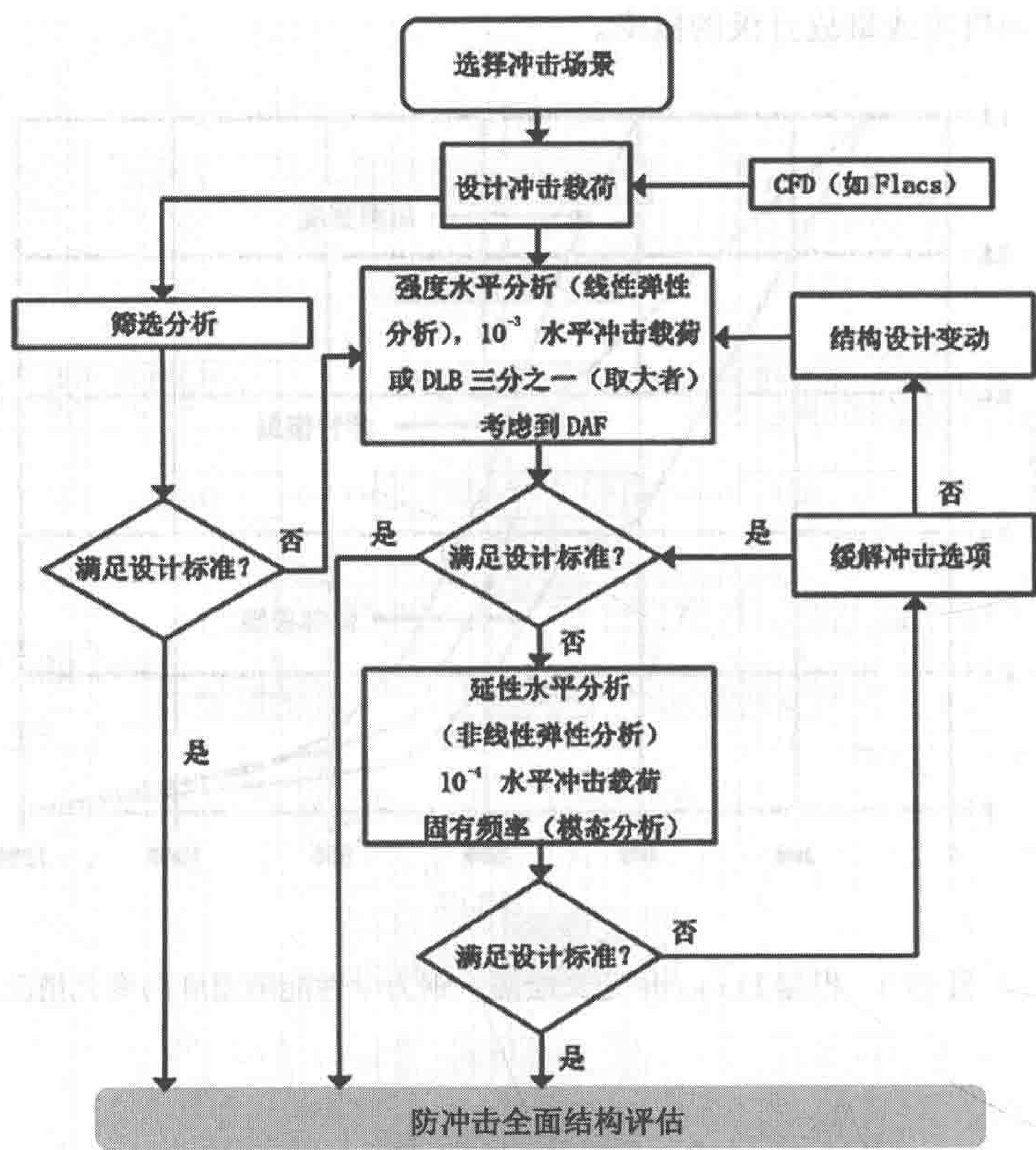


图 49.9　防冲击结构评估流程

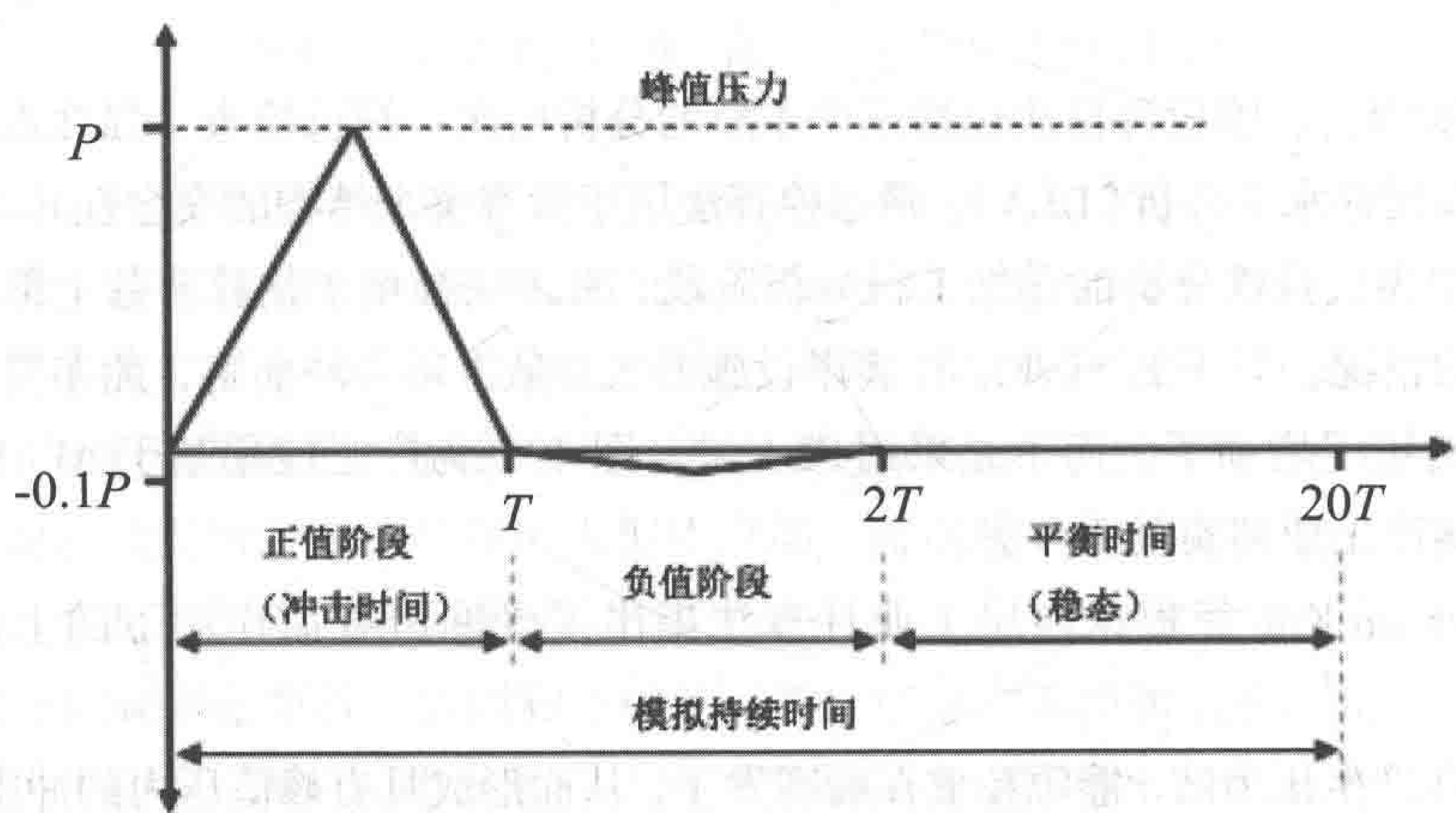


图 49.10　压力 – 时间简化曲线

在 Taehoon Kim 的研究中，曾通过 ABAQUS 软件把双时间步骤法用于模拟对冲击载荷的动态响应情况。第一步是对自重稳定的静态分析，下一步则是对受冲击加载作用下的实际结构响应进行动态分析。

DLA 法旨在验证受动态载荷作用下（冲击加载）的非线性动态结构行为。上部结构中因每个结构部件的加速度而形成最大的正负挠度和力，在由此所产生的振动响应中会发生一定的共振现象。所以，根据结构自身的固有频率与受冲击期间三角脉冲载荷之间的特定关系来计算出合适的模态振型，显得至关重要。固有频率对动态分析具有显而易见的重要性，其可通过模态分析获取。

所有构件的应变和应力均可在动态分析过程中获取。为确保结构安全，所有的构件均不得超过合理的塑性应变范围。

一旦延性水平分析不能满足评估标准的要求，则应采取措施缓解某些冲击作用。有两种方法可以使爆炸事故的受损程度最小化。其一是降低气体泄漏、形成并点燃爆炸云的事故频率。其二是通过安装安全系统来削弱后果影响。波纹型和平板型防冲击墙一般被用于降低爆炸后果的目的。

49.5 第三阶段：风险抑制项目 Phase III Risk Restraining Project

在离岸平台的火灾预防和控制方面，应颁布严格的预防规章，以避免因碳氢化合物燃烧而造成火灾和爆炸。相关的特定措施描述如下。

1. 改进布局

平台的选址应避免地震带、闪电易发区、处于下风口的燃料存储区，与火源保持最大距离。在为集装箱、完井施工和临时设施进行防火布局的过程中，应采取特别措施。

防火墙的合理布局将有助于防止火焰的扩散，并形成隔热屏障。与此同时，需避免因大量碳氢化合物蒸气和易燃气体聚集而产生的不利影响，并为此构筑防火墙布局。

2. 团队管理

在各种导致事故发生的可能性中，人为因素是主因。由人员实施主体和目标

管理、员工教育和安全培训。应强化离岸设施中的教育管理，严格遵守操作规程，无过载运行。加强平台的巡逻检查，将确保工作的顺利进行。

3. 设备管理

离岸设备长年遭受着水和风的侵蚀，以及恶劣天气的影响。因此强化设备维护在所难免。需以特别规定禁止进行热维护。

有必要对设备部件定期进行排污处理，以避免因高压导致火灾和爆炸。部件的自然通风应配备火星和火灾探测器，以防出现火星等。

4. 加强闪电防护和防电设施的检查和维护

离岸平台上有诸多易燃易爆区域。在雷雨天气应停止油气生产作业。为避免因静电导致发生火灾事故，有必要配备特定的静电防护装置。静电放电设施应处于良好状态下，连接部件固定不动。

操作人员的着装应遵守相关规定，不穿着化纤类服装，在工人开始工作之前应通过人体静电触摸释放设施。

5. 加强电气设施的检查和维护

电气安全是一项综合性的管理活动，对工程和组织两方面都有要求。其包括绝缘防护、屏障防护、安全距离防护、闪电接地防护、泄漏防护、自动控制设备等。离岸设备因长期暴露而易老化、腐蚀，因此强化日常的维护检查显得至关重要。须防止电气部件出现老化和短路现象。

6. 灼热表面的防护

高温的结构物表面应避免与液态碳氢化合物、石油和易燃气体发生接触。

7. 安全系统和火灾控制设施

应投入平台安全系统，以检测异常现象的发生，并防止火灾事故的出现。应安装易燃气体探测器，以探测易燃气体的浓度。当浓度达到爆炸极限时，应发出警报并隔离警报源或火灾源。

为防止火灾的扩散，需配置固定式或半固定式泡沫消防器。最后，需强化人员的灭火设备使用培训，使其有能力立即作出响应。

49.6 参考文献 References

[1] Vinnem JE. Offshore risk assessment: principles, modeling and applications of QRA studies. 2nd ed. London: Springer;2007.

[2] Cullen, L., 1990. The public inquiry into the Piper Alpha disaster. London: Health and Safety Executive, HMSO.

[3] Paik JK, Czujko J, Explosion and fire engineering and gas explosion of FPSOs (phase I): hydrocarbon releases on FPSOs–review of HSE′ s accident database. Final Report No. EFEF JIP–02. Busan, Korea: Research Institute of Ship and Offshore Structural Design Innovation, Pusan National University; 2009.

[4] HSE. Accident statistics for floating offshore units on the UK continental shelf (1980–2003). HMSO RR 353. London: Health and Safety Executive; 2005.

[5] John F Riding. Formal safety assessment（FSA）: putting risk into marine regulations [J]. Trans. ImarE, 1997, 109(2), 185–192.

[6] Msc/Cir.829, MEPC/Circ 335. Interim Guidelines for the application of Formal Safety Assessment （FSA） to the IMO Rule–Making Process, 17 November 1997.

[7] P.H.Gee. The evolution of offshore legislation [J]. Trans. ImarE, 2000, 112(1): 3–10.

[8] J. Wang Maritime risk assessment and its current status [J]. Quality and reliability engineering international, 2006,22:3–19.

[9] Bossche, A. Computer–aided fault tree synthesis 1. Reliability Engineering and System Safety,1991, 33.217–241

[10] Cai, K.Y. System failure and fuzzy methodology: An introductory overview. Fuzzy Sets and Systems, 1996, 83: 113–133.

[11] Thomas,P.H.Bullen,M.L.Quintiere,J.G.Mccaffer.Flashover and instabilities in fire behavior[J].Combusion and Flame.1980,38: 159–171.

[12] S.R.Bishop,et al.Nonlinear Dynamics of Flashover in compartment Fires[J].Fire Safety Journal,1993,23:11–45.

[13] Paik JK, Czujko J, Explosion andfire engineering of FPSOs (phase II): definition offire and gas explosion design loads. Final Report No. EFEF–03–R2. Busan, Korea: Research Institute of Ship and Offshore Structural Design Innovation, Pusan National University; 2010.

[14] Czujko J, Paik JK, Explosion and fire engineering of FPSOs (phase II): definition of gas explosion design loads. Final ReportNo. EFEF JIP–04–R1. Busan, Korea: Research Institute of Ship and Offshore Structural Design Innovation, Pusan National University; 2010.

[15] Spouge J. A guide to quantitative risk assessment for offshore installations. Aberdeen: The Centre for Marine and Petroleum Technology, UK; 1999.

[16] Nolan DP. Handbook of fire and explosion protection engineering principles for oil, gas, chemical, and related facilities.Park Ridge, NJ: Noyes Publications; 1996.

[17] Czujko J. Design of offshore facilities to resist gas explosion hazard: engineering handbook. Oslo: CorrOcean; 2001.

[18] Jeom Kee Paik. A New Procedure for the Nonlinear Structural Response Analysis of Offshore Installations in Fires.

[19] Taehoon Kim. the nonlinear dynamic structural response analysis of the FPSO topside module under blast loads; 2014.

第 50 章　FPSO 的资产完整性管理系统

Asset Integrity Management Systems for FPSO

50.1 概述
General

资产完整性管理（AIM）是一个完整的系统性管理过程，其运用全面优化法来管理资产的整个生命周期，旨在满足可靠性、安全性、环境保护与经济性以及可持续发展的要求。达成这一目标的有效途径是运用风险管理法。换言之，基于风险的管理（RBM）是资产完整性管理的核心技术。

浮式生产储卸装置（FPSO）依托其适应性强、存储量大、建造周期短和投资回报快的优势，已在世界范围内被广泛应用于离岸油气的开发并成为了离岸油气生产的主流设施。在设计、建造、安装、调试和运营过程中，FPSO 有其不确定性和可变性，这会导致运营出现安全、环境和经济方面的问题。因此，为确保石油和化工企业的运营安全与可靠，为使经济回报、甚至是社会效益最大化，已有的海外经验表明，基于风险分析的资产完整性管理（AIM）能够达成这一目标。

50.2 RBM 的基本理论
Basic Theory for RBM

基于大量的实验数据和统计分析，我们编制了一份最新的石油化工事故统计图。如图 50.1 所示，有 41% 的事故因机械失效而起，因此机械完整性在设备的长期安全运行过程中有着至关重要的作用。

如数据所示，可假定 10%~20% 的设备存在 80%~90% 的风险。据此，RBM 法将根据风险评估的结果对设备进行区分。对于高风险设备，需采取特定的维护与防护措施，而对低风险设备则需进行适当的维护与防护。由此使检查与维护资源得以合理分配，降低了整体的检查与维护成本，提高了资源利用效率。

如图 50.2 所示，通过实施恰当的维护工作，可在确保设备安全性的同时实现成本最小化的目标。这就是基于 FPSO 风险分析的资产完整性管理的意义所在。

基于风险的管理法（RBM）由三部分组成：基于风险的检查（RBI）、安全完整性水平评估（SIL）和以可靠性为中心的维护（RCM）。考虑到三者之间的相似性，本章专注于基于风险的检查法，并简要概述安全完整性水平评估（SIL）和以可靠性为中心的维护（RCM）方法。

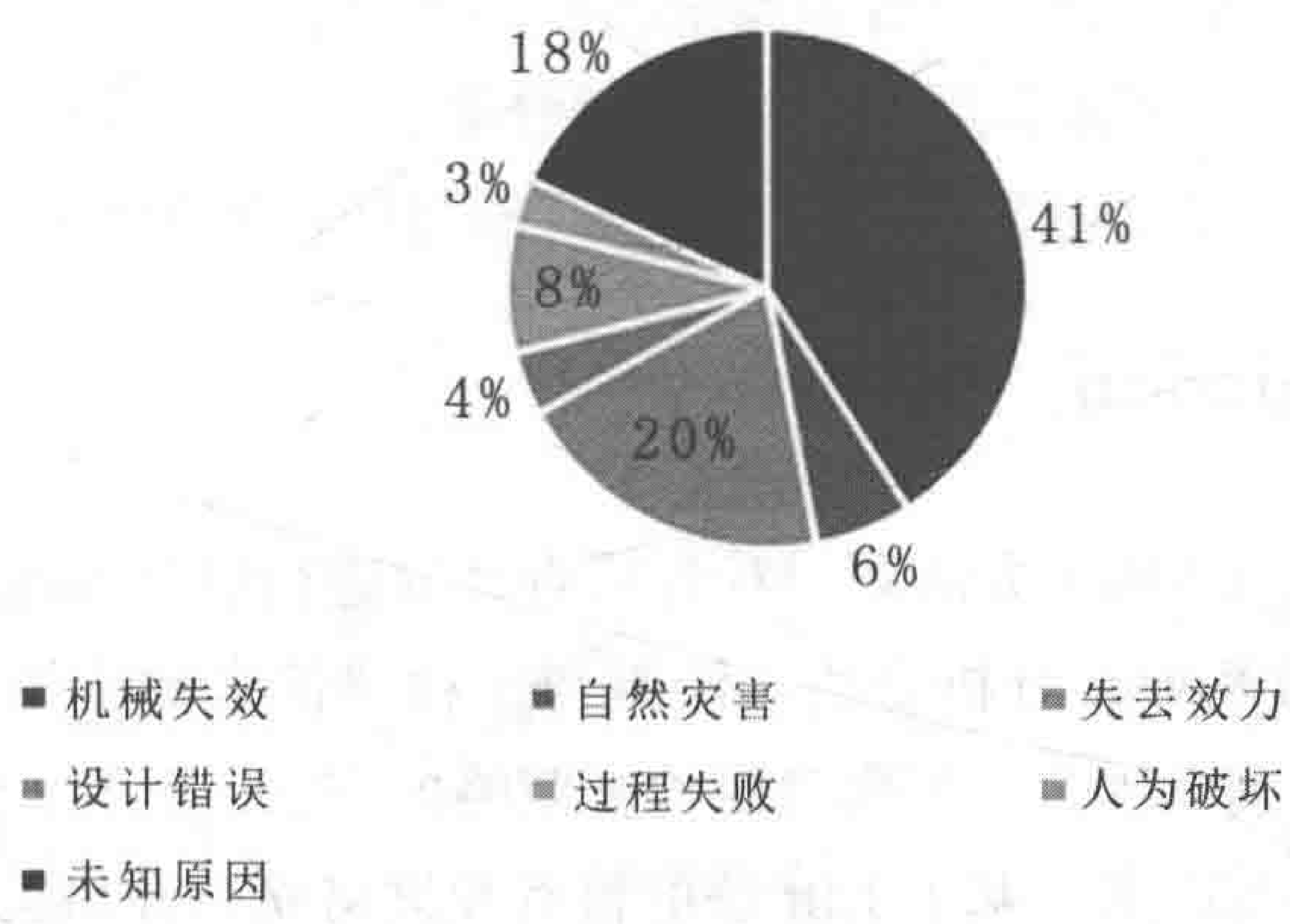


图 50.1　事故起因

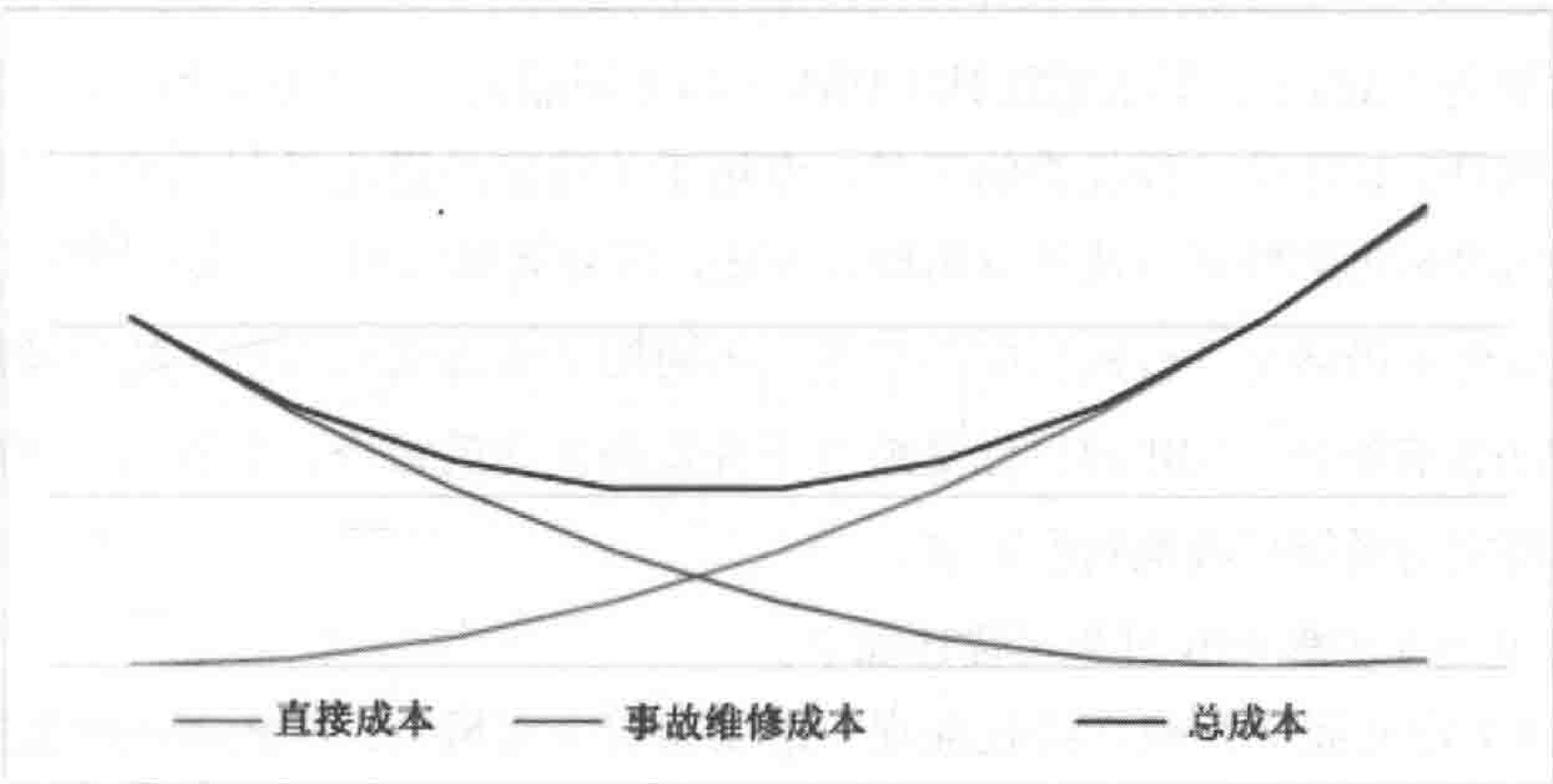


图 50.2　成本与运营

50.3 基于风险的检查（RBI）
Risk Based Inspection (RBI)

50.3.1 简介
Introduction

基于风险的检查（RBI）方法是一种对检查计划进行设计和最优化的手段，其依据是运用历史数据库、分析方法、经验与工程评价来实施风险评估过程。RBI 规划是一种基于概率风险分析来确定检查策略的方法，其检查工作集中于那些具有降低风险的潜在因素。基于 RBI 法的检查规划将安全性风险、失效的经济与环境风险视为确定下述内容的合理而具有成本效益的决策框架：检查时间、对象、地点和方式。

概率风险分析技术起始于 20 世纪 70 年代的核工业，美国机械工程师协会（ASME）于 1991 年首次于发布了 RBI 原则概述文件。20 世纪 90 年代中期，美国石油学会（API）、挪威船级社（DNV）和美国船级社（ABS）都曾研发了 RBI 方法和软件。RBI 是一种优秀的工具，专用于从特定的退化机制出发来评价部件失效的后果和可能性并由此开发出检查方法，以有效降低相关的失效风险。然而，RBI 方法至今仍然是一种发展中的技术。不同的 RBI 方法在市场上均有使用，每一种方法各有所长。RBI 的目标是助力于开发最优化的检查、监管和测试计划，以满足特定的系统接收准则的要求。

常见的 3 步骤 RBI 过程可描述如下：

（1）定义风险并确立接收准则。诸如如何定义风险，导致破损的失效其发生频率如何，导致破损的失效有什么后果，如何判断是否可以接受这一风险。

（2）评估风险。诸如运用何种方法来评估风险，如何评估风险，将风险归类为哪一水平，风险是否可以接受。

（3）确立检查计划。诸如何时基于风险评估结果进行下一次检查，如何实施，检查目标。

在实际情况下，可先于 RBI 过程进行缺陷评估，由此可为 RBI 过程提供输入数据，如何种破损会导致风险，在何处查找破损，如何识别破损等等。在 RBI 过程中，可识别出“高风险”区域和主要的失效模式，并对此进行分析。这些数据可以使检查与维护资源专用于结构物或系统的此类区域中，由此使降低计划外失效的风险、发生概率和后果严重性的成效最大化，并减少非生产检查的成本支出。

RBI 过程应被视为对基于风险的完整性管理过程的补充。检查的最终目标是辅助 FPSO 解决问题并实施完整性维护。FPSO 风险水平一旦被识别为不可接受，则需启动检查或降低风险的措施，然后更新风险分析数据和最优化检查计划，如图 50.3 所示。



图 50.3　RBI 管理过程

50.3.2　主要研究内容 The Main Research Contents

主要研究内容如下：

（1）FPSO 的设备和结构。

（2）设备和结构的系统分类法。

（3）失效机制。

（4）失效后果。

（5）失效概率。

（6）风险评估法和风险分类法。

（7）基于风险等级的测试计划。

50.3.3 风险建模
Modeling the Risk

1. 概述

RBI 方法的实施起始于如何确定应予注意的相关失效模式。在识别出相关的失效模式后，可通过估算相对于可接受水平的相应概率和后果来评估失效风险，然后进行检查和维护以确保风险水平保持在可接受的限度内。风险是在所关注时段内发生的某事件的概率和与该事件相关的后果的组合。在 RBI 分析过程中，将风险矩阵应用于计算相关部件的风险，其中的风险被定义为失效概率（*PoF*）和失效后果（*CoF*）之积。

$$风险 = PoF \times CoF$$

风险可以用行列分别为概率和后果的矩阵表示。不同的风险评估法如定性法、定量法和半定量法均常用于 RBI 过程中。

（1）定性 RBI：定性方法均以少量的数据为依据，得出较为粗略的失效概率估算值。定性排序（*PoF* 和 *CoF* 排序）通常是采用基于工程的评价法进行评估的结果，其不产生计算值，但给出描述性的排序结果，诸如低、中、高。采用定性方法的优点在于可快速完成评估，其启动成本低、对详细信息的要求少、结果易明白且呈现方式简便。

（2）定量 RBI：定量方法均为基于模型的方法，其以量值表示并以定性术语表述，为 *PoF* 和 *CoF* 分配不同的级别，将风险值与风险等级相匹配，以比较风险准则。建议采用规模更大的数据库进行定量分析，并可采用结构可靠性法来评价 *PoF* 值以及通过数值精确的可用后果建模来评价 *CoF* 值。

（3）半定量 RBI：半定量方法使用更多的信息和计算值，所得出的失效概率结果更为精确。定量方法完全考虑了各种概率方法，可精确得出现有的失效概率。但在工程实践中，全定量方法所要求的数据一般无法提供。因此，在 RBI 中广泛使用半定量方法。成功实施风险分析的关键在于为相关问题选择正确的方法或进行方法组合。

2. 风险估算

在给定的退化机制下，与失效相关联的风险则被估算为 *PoF* 和 *CoF* 的组合值。该风险可以 *PoF* 和 *CoF* 类型矩阵表示。为求得合适的详解，建议采用表 50.1 所示的 5 ×5 风险矩阵。矩阵的垂直轴表示 *PoF*，水平轴表示 *CoF*。

如表 50.1 所示，风险矩阵分为三个风险水平：低风险、中等风险和高风险，风险从左侧底部角的低风险增至右侧顶部角的高风险。一般而言，低风险为可接受风险，需采取一般的目视检查措施，以确保将风险保持在这一区域内。中等风险也是可接受风险，应采取诸如无损检测、功能测试和其他监控状况的措施来衡量退化程度，并确保风险不致升级为高风险水平。高风险为不可接受风险，为此必须采取措施以降低其概率和 / 或后果（或其两者），以确保风险保持在可接受范围内。

表 50.1　风险矩阵

概率类型	$>10^{-2}$	很高	5				高风险	
	$10^{-3}\sim10^{-2}$	高	4					
	$10^{-4}\sim10^{-3}$	中等	3			中等		
	$10^{-5}\sim10^{-4}$	低	2					
	$<10^{-5}$	很低	1	低风险				
				A	B	C	D	E
				很低	低	中等	高	很高
				后果类型				

50.3.4　RBI 过程
RBI Process

1. **概述**

基本的 RBI 过程可划分为下述 4 步：

（1）数据采集。

（2）筛选评估。

（3）详细评估。

（4）风险评价和最优检查计划。

RBI 评估起始于筛选信息的收集以及该过程的其他步骤。RBI 评估过程的第一步是筛选评估。其实施重点在于临界失效原因的风险评估，这些原因数量大且均选自于 FPSO 系统中不同部件的可能失效原因。

2. **数据采集**

这一步骤分为两部分：

（1）为所有的工艺管系和静态设备设计数据和维护记录。

（2）化学成分和运行状况。

本步骤主要包括下列数据：

（1）管系与仪表布局图（PID）。

（2）程序流程图（PFD）。

（3）公用设施流程图（UFD）。

（4）整体布局。

（5）材料平衡。

（6）管系清单。

（7）设备清单 。

（8）材料设计 。

（9）涂层 。

（10）绝热材料 。

（11）系统描述 。

（12）材料选择。

（13）效果和原因。

（14）ESD 方框图。

（15）生产数据。

（16）检查、失效和替换记录。

3. 筛选评估

在筛选步骤中，每一个 FPSO 系统均需说明其所有破损原因。这一步骤内的 *PoF*（失效概率）和 *CoF*（失效后果）值均标以“非显著”或“潜在”。仅在不同失效原因的 *PoF* 和 *CoF* 值均被评价为“潜在”时，方可基于筛选结果来启动初始评估。有关筛选评估结果的后续措施的一般建议如表 50.2 所示，为筛选矩阵示例。

表 50.2　风险类型

失效概率（*PoF*）	风险类型	
高	修复性维护	启动初始评估
低	最低限度监视	预防性维护和 / 或监控
失效后果（*CoF*）	低	高

当 *PoF* 为“非显著”时，检查对继续降低风险无效；若 *CoF* 也为“非显著”，

建议采取最低限度的监视措施。

若 *PoF* 为“非显著”而 *CoF* 为“潜在”，则应考虑采取预防性维护和 / 或监控措施，以说明风险。

若 *PoF* 为“潜在”而 *CoF* 为“非显著”，则可进行检查以降低风险，但不会显示出成本效益。可能的具有成本效益的解决方案，通常是在失效情况下采取修复性维护措施。

若 *PoF* 和 *CoF* 均为“潜在”，检查措施可有效降低风险水平。引入降低 *CoF* 的措施时，应进行后续评价。

4. 详细评估

如表 50.3 所示为风险等级矩阵示例。实施详细评估时，*PoF* 和 *CoF* 均在高等级内进行分析。*PoF* 和 *CoF* 等级均以数值表示。要求采用规模更大的数据库进行定量分析，并可采用结构可靠性法来评价 *PoF* 值以及通过数值精确的可用后果建模来评价 *CoF* 值。

表 50.3　风险等级矩阵

5	很高	M	H	H		
4	高	L	M	H	H	
3	中等	L	L	M	H	H
2	低	VL	L	L	M	H
1	很低	VL	VL	L	L	M
PoF/*CoF*		A	B	C	D	E

通过定义 FPSO 的不同部分，在部件层面上进行详细评估。

详细评估可包括下述步骤：

（1）将 FPSO 目标分段。

（2）识别部件破损原因和退化机制。

（3）为每一种退化机制评估 *PoF* 值。

（4）在考虑安全性、经济性和环境效益的情况下评估 *CoF* 值。

（5）为每一个 FPSO 分段和退化机制确定风险水平。

（6）根据临界风险水平或接受准则为管段排列等级。

（7）编制检查计划 / 可替代的补救措施。

5. 风险评价和最优检查计划

根据风险分析的结果，并基于每一种装置和结构的失效模式和失效机制，可

开发相应的检测计划，对工作类型的选择进行测试，并确保遵守检测的时间间隔。

50.4 安全完整性水平评估（SIL）
Safety Integrity Level Assessment (SIL)

50.4.1 简介
Introduction

安全完整性水平评估（SIL）以绝对风险准则为指南，以每一个安全系统的风险分析为基础。安全完整性水平评估旨在满足电气 / 电子 / 可编程电子系统相对于安全系统的安全完整性要求。因此，有必要将各安全系统的可靠性水平按单元、系统和设备进行划分，然后编制采购、维护、运营和监控计划。安全完整性水平评估（SIL）呈离散性，等级为 1 至 4 级。

50.4.2 主要研究内容
The Main Research Contents

主要研究内容如下：

（1）资料与数据以及数据处理法。

（2）评估方法（评价人员安全、环境破坏和财务损失的方法）。

（3）验证 SIL 技术。

（4）测试周期法。

50.4.3 研究方法
Research Method

1. 数据采集和处理

基本信息包括下述内容：

（1）管系与仪表布局图（PID）。

（2）程序流程图（PFD）。

（3）过程描述。

（4）F&G 和 ESD 设计原则和规格。

（5）仪器和阀门台账。

（6）设备布局图。

（7）电气 / 电子 / 可编程电子系统的详细清单。

（8）原因效果图。

（9）内部热源探测器布局图。

（10）HAZOP 报告。

2. 确定风险水平

本步骤关注人员安全、环境破坏和财务损失情况，每一方面的风险评估均根据表 50.4 至表 50.6 进行。

表 50. 4　参数描述——人员安全

风险参数	编号	等 级	备注
后果（C）	C_A	多人受伤	仅用于人员安全评价
	C_B	多人严重受伤	
	C_C	1~2 人死亡	
	C_D	灾难性后果，大量人员死亡	
在危险区域的暴露时间和频次（F）	F_A	很少出现在危险区域，人员暴露在危险区域的时间与正常工作时间之比低于 10%	
	F_B	经常出现在危险区域	
避免不利事件的可能性（P）	P_A	处于特定条件下(警报,有充足时间逃离)	本参数考虑到是否有独立于安全仪器系统事件的设备对人员发出受伤警报，同时有充分时间和空间供人员逃离危险事件
	P_B	几无可能逃离（无逃离警报）	
事故频率（W）	W_1	事件概率很低(每十年或以上发生一次)	估算事件频率，不考虑安全仪表系统保护情况
	W_2	事件概率中等（1~10 年发生一次）	
	W_3	事件概率高（每年发生一次）	

表 50.5　参数描述——环境破坏

风险参数	编号	等 级	备注
后果（C）	C_A	船舶上有少量原油泄漏，可快速清理	
	C_B	船舶上有大量原油泄漏	
	C_C	有少量原油泄漏至海上	
	C_D	有大量原油泄漏至海上	
避免不利事件的可能性（P）	P_A	处于特定条件下（警报，有充足时间逃离）	本参数考虑到是否有独立于安全仪器系统事件的设备对人员发出受伤警报，同时有充分时间和空间供人员逃离危险事件
	P_B	几无可能逃离（无逃离警报）	
事故频率（W）	W_1	事件概率很低（每十年或以上发生一次）	估算事件频率，不考虑安全仪表系统保护情况
	W_2	事件概率中等（1~10 年发生一次）	
	W_3	事件概率高（每年发生一次）	

表 50.6　参数描述——财务损失

风险参数	编号	等 级	备注
后果（C）	C_A	<6 000 000 RMB	
	C_B	6 000 000~12 000 000 RMB	
	C_C	12 000 000~35 000 000 RMB	
	C_D	>35 000 000 RMB	
事故频率（W）	W_1	事件概率很低（每十年或以上发生一次）	估算事件频率，不考虑安全仪表系统保护情况
	W_2	事件概率中等（1~10 年发生一次）	
	W_3	事件概率高（每年发生一次）	

3. 确定 SIL 的水平验证和测试周期

安全仪表系统的现有配置是否能够达到 SIL 所需要求水平的验证方法：

●当现有配置满足所需要求时，应确定相应的测试周期。

● 当现有配置不能满足所需要求时，需提出改进建议并根据改进建议确定测试周期。

在为每一个 SIF 的安全完整性水平评估（SIL）确定水平验证和测试周期后，需对安全仪表系统的现有配置进行定量计算。

50.5　以可靠性为中心的维护（RCM） Reliability Centered Maintenance (RCM)

50.5.1　简介 Introduction

以可靠性为中心的维护（RCM）方法其构建系基于风险和可靠性方法，并采用系统性方法和原则。通过筛选分析，可就设备的失效模式与影响分析（FEMA）展开研究，并对每一种失效模式下设备的风险、失效原因和根本原因进行量化确定。以此方式可识别出设备中固有的或潜在的危险及其可能后果，并采取维护策略以降低风险。

50.5.2　主要研究内容 The Main Research Contents

主要研究内容如下：

（1）适用于 RCM 法的设备类型。

（2）RCM 筛选法研究。

（3）失效模式分析和风险分析法。

（4）设备维护策略中特定的优化方法。

50.5.3 研究方法 Research Method

1. 数据采集

本部分主要包括下列数据：

（1）资产登记形式（技术水平和 / 或 ERP 分类）。

（2）安全案例、行为标准。

（3）管系与仪表布局图（PID）、程序流程图（PFD）。

（4）维护程序（若有必要）。

（5）服务手册。

（6）工作程序（若有必要）。

（7）运营程序（若有必要）。

（8）历史事故、失效记录。

（9）所期望的运营成本。

（10）小时成本——维护 / 承包商。

（11）避免潜在泄漏 / 环境污染的要求。

（12）运营 / 停车 / 可用性的要求。

2. 初始筛选

可通过初始筛选将设备划分成低风险、中等风险和高风险，并编制相应的维护计划。下一步是 RCM 的详细风险评估。

3. 详细风险评估

RCM 详细风险评估所针对的是人员安全、环境破坏和财务损失。将以风险矩阵的形式表示特定的评价结果。

4. 确立并优化维护策略

可从下述几方面展开研究：

（1）为设备的所有高风险（很高）情况制定策略。

（2）验证失效模式的失效原因和根本原因。

（3）对合适的维护策略和维护工作进行明确表述。

（4）工作优化。

维护策略优化的突破点在下述几方面：功能资产、维护任务和改进维护的原因。

50.6　工程项目
Engineering Projects

50.6.1　简介
Introduction

为更好地了解 FPSO 的资产完整性管理（AIM），在此介绍与基于风险的管理（RBM）相关的工程项目实例。

项目实例旨在系统评估 FPSO 上部模块的设备风险，并依据设备风险和潜在的失效 / 破损机制来确定相应的检查管理策略，对所发生的失效 / 破损进行控制，预防未预计事故的腐蚀破坏，并改进所用设备的安全性和可靠性。

工程项目分析可分为两步：筛选分析和详细评估。

50.6.2　筛选分析
Screening Analysis

筛选分析的结果如表 50.7 和图 50.4 所示。

表 50.7　筛选分析后的设备风险分类

风险类型	设备数量（%）
初始评估	28(31.5%)
预防性维护和 / 或监控	23(25.8%)
修复性维护	5 (5.6%)
最低限度监视	33(37.1%)
总计	89(100%)

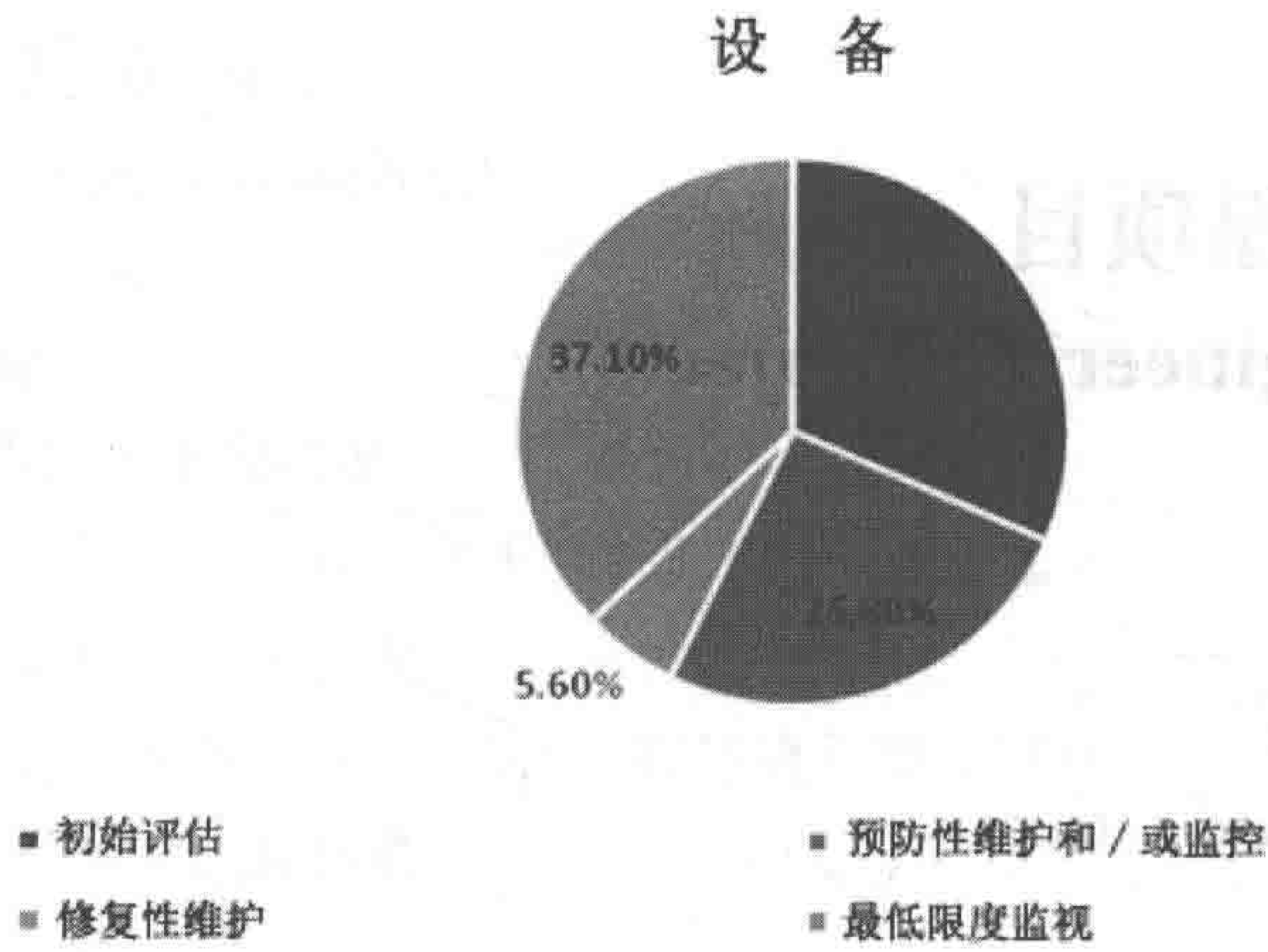


图 50.4　筛选分析后的设备风险分类

表 50.7 所示总计有 89 套设备，其中 28 套设备为高风险，需要进一步的详细评估。

50.6.2.1　高风险项目

High-risk Projects

结果表明共有 89 套设备，其中 28 套设备（31.5%）为高风险，需进行详细评估。

导致项目高风险的原因是出现内外腐蚀，诸如二氧化碳和微生物腐蚀、热绝缘层下的腐蚀、支撑物下因管道系统涂层受损所致的腐蚀。

50.6.2.2　低风险项目

Low-risk Projects

剩余的 61 套设备（68.5%）均为低风险，可免于检查。但设备仍需进行维护。

1. 预防性维护

23 套设备（25.8%）为高 *CoF* 值、低 *PoF* 值，均需进行预防性维护。设备需要目视检查以保护外壁的防腐涂层，并避免其他事故性受损。每天需进行维护，以使失效概率保持低水平。

2. 修复性维护

5 套设备（5.6%）为低 *CoF* 值、高 *PoF* 值，需进行修复性维护。设备的 *PoF*

值高使其易于发生失效，为此需制定失效期间的替换和维修计划。然而，反复失效会给运营工作带来不便，因此建议改变设计和材料，并采取其他措施预防发生腐蚀。

3. 最低限度监视

33 套设备（37.1%）为低 *CoF* 值、低 *PoF* 值，需进行最低限度的监管。设备仅需目视检查，并确认 RBI 分析情况，如外壁的防腐涂层的保护。

50.6.3　详细评估 Detailed Assessment

详细分析的结果如表 50.8 和图 50.5 和图 50.6 所示：

表 50. 8　详细分析后的设备风险分类

风险类型	设 备	
	经济性（%）	安全性（%）
很高	0 (0.0%)	0 (0.0%)
高	1 (3.6%)	0 (0.0%)
中等	10 (35.7%)	0 (0.0%)
低	17 (60.7%)	5 (17.9%)
很低	0 (0.0%)	23 (82.1%)
总计	28 (100%)	28 (100%)

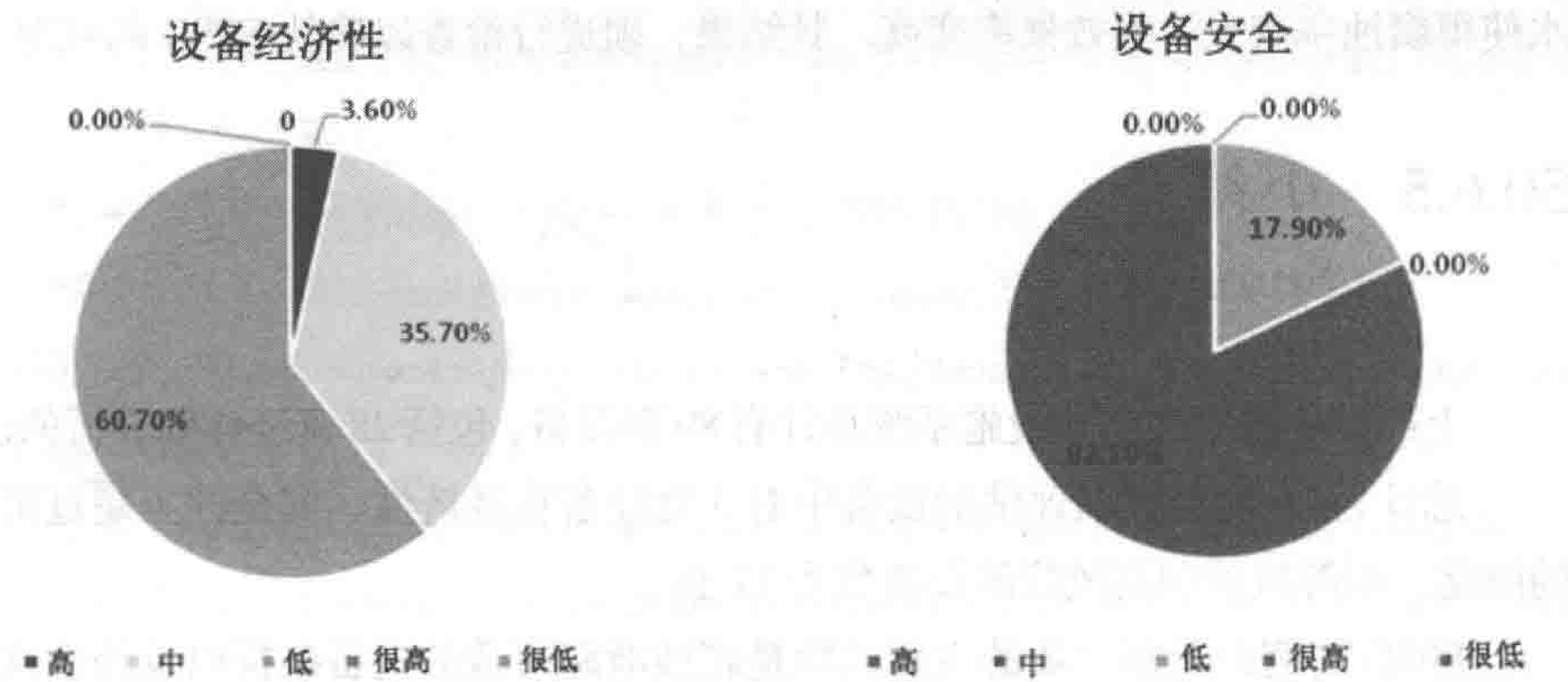


图 50.5　详细分析后的设备经济性风险分类　图 50.6　详细分析后的设备安全性风险分类

根据特定的经济性 / 安全性风险接受准则，可计算出达到风险极限的设备数，其结果表明在总计为 28 套经详细评估的设备中有 3 套设备在经济性、安全性上超

过了可接受的限度。

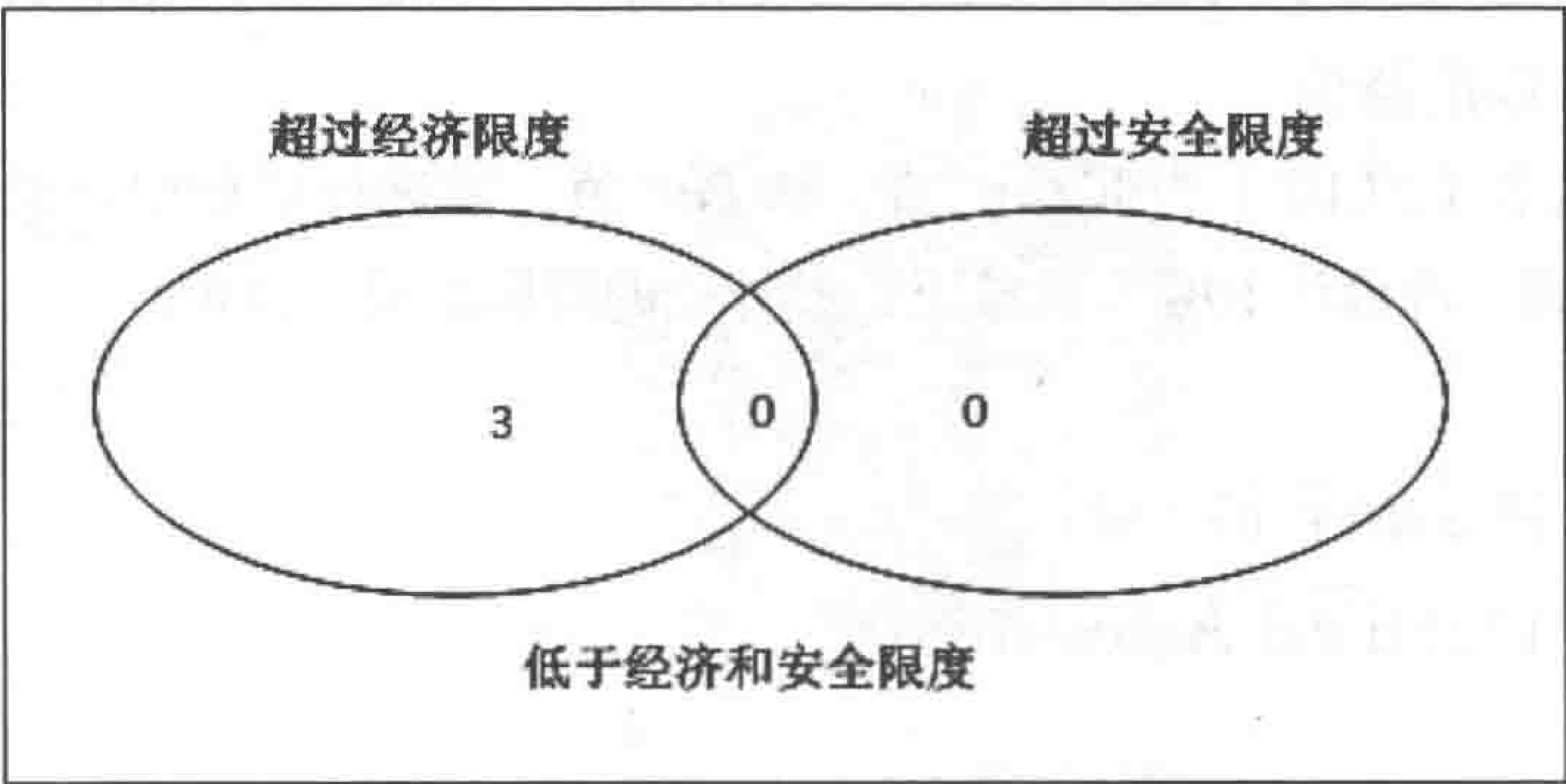


图 50.7　超过 / 未超过风险极限的设备数

图 50.7 所示为设备的不同分类。所有超过风险极限的设备均需采取措施以降低风险。

50.6.4　风险缓解计划 Risk Mitigation Plan

多数超过设备可接受极限的风险均因所含的二氧化碳浓度高所致，以及因含水使得腐蚀率变大、失效概率变高。其结果，须进行检查以确认 FPSO 的状况。

50.6.5　小结 Summary

上部模块技术和公共设施系统总计有 89 套设备，包括 28 套经详细分析的设备。

总计为 28 套经详细评估的设备中有 3 套设备在经济性、安全性上超过可接受的限度。中等风险和高风险的设备数为 11 套。

FPSO 实例中上部模块的主要风险是腐蚀泄漏所致的设备破损以及经济性风险所致的生产延误。人员安全风险相对较小，经济性风险是最大的因素。

RBI 法及其运用非常依赖于基础数据和相应的数据库，因此数据的完整性和精度尤显重要。

对含水量及其质量的控制至关重要，建议监控二氧化碳和水的含量。

50.7 参考文献 References

[1] ASME. Risk-based inspection-development of guidelines: general document. New York: American Society of Mechanical Engineers; 1991.

[2] ABS. Guide for surveys using risk-based inspection for the offshore industry. Houston: American Bureau of Shipping; 2003.

[3] API. Risk-based inspection. API-RP-580. 2nd ed. Washington, DC: American Petroleum Institute; 2009.

[4] Yu J, Liu Z, Jing Y.FPSO assets management. Changsha: Changsha Press; 2004. (In Chinese)

[5] Lars Tronstad, SPE, StatoilHydro. The use of risk analysis in design: Safety aspects related to the design and operation of a FPSO. SPE Americas E&P Environmental and Safety Conference, San Antonio, Texas; 2009.

[6] Ma G, Sun L. The Design and Implement of FPSO Assets Management System,Procedia Environmental Sciences 12 (2012) 484-490.

[7] Chang R. With maintenance management system to improve efficiency.Monthly Journal of CTCI; 2003, 290: 14-23.

[8] DNV. FPSO Aim Project-Technology Report; 2008.08.04.

[9] Bai Y.Marine Structural Design, published by Elsevier; 2003.

[10] Bai Y, Bai Q. Subsea Pipeline Integrity and Risk Management. Houston:Gulf Professional Publishing; 2014.

[11] M. Lassagne, D. Pang, R. VieiraPrescriptive and Risk-Based Approaches to Regulation: The Case of FPSOs in Deepwater Gulf of Mexico Offshore Technology Conference, Houston Texas; 2001.

致　谢

杭州欧佩亚海洋工程有限公司提供封面图片

[General Information]
书名=14425497
SS号=14425497